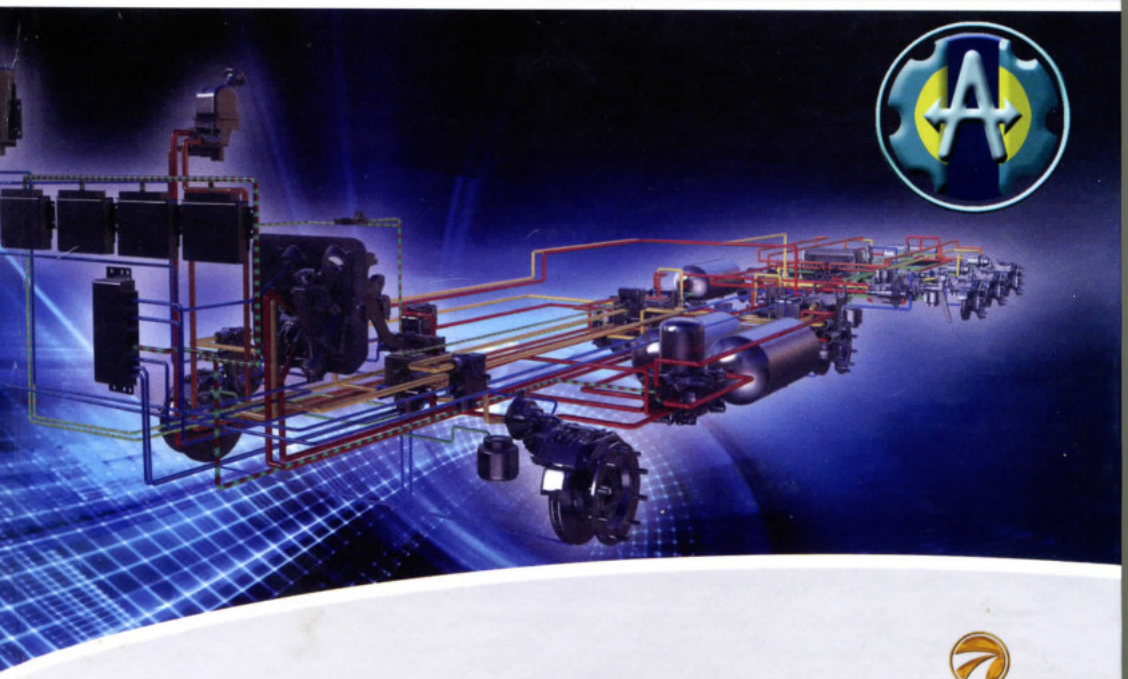


ХНАДУ

РЕАЛИЗАЦИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ В ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОМ ТОРМОЗНОМ УПРАВЛЕНИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Министерство образования и науки Украины

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

РЕАЛИЗАЦИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ В ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОМ УПРАВЛЕНИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

2-е издание, дополненное

Монография

Харьков
ХНАДУ
2015

УДК 629.3.017.5:681.523.5
ББК 34.446:39.33
Р 31

Рецензенты: *Д.О. Волонцевич,* д-р техн. наук, профессор
(Национальный технический университет «ХПИ»)
А.В. Бажинов, д-р техн. наук, профессор
(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)
И.К. Шаша, д-р техн. наук, профессор
(Харьковский национальный университет внутренних дел)

Коллектив авторов:
А.Н. Туренко, профессор, д.т.н.;
В.И. Клименко, профессор, к.т.н.;
В.А. Богомолов, профессор, д.т.н.;
Л.А. Рыжих, профессор, к.т.н.;
Д.Н. Леонтьев, доцент, к.т.н.;
А.Н. Красюк, асистент, к.т.н.;
Н.Г. Михалевич, доцент, к.т.н.

Рекомендовано к печати ученым советом Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, протокол №6/1174 от 14 февраля 2014 г.

Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2-е издание, дополненное, 2015. — 450 с.
Р 31
ISBN 978–966–303–570–3

Приведены результаты научных исследований в области проектирования автоматизированного тормозного управления. На основе системного подхода разработаны методы расчета основных параметров движения транспортного средства при торможении с автоматизированным тормозным управлением.

Материалы монографии включают работы, выполненные сотрудниками кафедры автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.

Рассчитана на научно-технических работников и экспертов в области автомобильного транспорта, а также студентов и аспирантов транспортных ВУЗов., табл., ил.

Наведено результати наукових досліджень у галузі проектування автоматизованого гальмівного керування. На основі системного підходу розроблено методи розрахунку базових параметрів руху транспортного засобу при гальмуванні з автоматизованим гальмівним керуванням.

Матеріали монографії містять роботи, що були виконані співробітниками кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Розрахована на науково-технічних працівників та експертів у галузі автомобільного транспорту, а також студентів і аспірантів транспортних ВНЗ.,табл., іл.

УДК 629.3.017.5:681.523.5
ББК 34.446:39.33

ISBN 978–966–303–570–3

© Коллектив авторов, 2015
© ХНАДУ, 2015

Содержание

Введение 9

Перечень условных обозначений 11

1 Анализ элементов и методов расчета автоматизированного тормозного управления транспортных средтсв 23

1.1 Анализ пневматического тормозного управления, оборудованного системами автоматического регулирования тормозного усилия 23

1.2 Анализ систем автоматического регулирования тормозного усилия . . 25

1.2.1 Задачи, решаемые в системах автоматического регулирования тормозного усилия 31

1.2.2 Особенности переходных процессов объекта регулирования . 32

1.2.3 Анализ критериев устойчивости САР и показателей качества процесса регулирования 34

1.3 Анализ методов расчета пневматического тормозного управления и динамики торможения автомобилей 37

1.3.1 Особенности методов расчета пневматического тормозного привода 37

1.3.2 Функции расхода для расчета пневматического тормозного привода 41

1.3.3 Методы расчета динамики торможения транспортного средства 43

1.3.4 Анализ эмпирических и аналитических методов расчета реализуемого сцепления 47

1.3.5 Физическая модель продольной реализуемой силы сцепления . 57

2 Исследование динамики торможения транспортных средств, оборудованных системами автоматического регулирования тормозного усилия 65

2.1 Исследование динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования при прямолинейном движении 65

2.1.1 Динамика торможения транспортного средства без систем автоматического регулирования 66

2.1.2 Особенности взаимодействия автомобильного колеса с опорной поверхностью 72

2.1.3 Особенности моделирования систем автоматического регулирования 74

2.1.4 Уравнения динамики пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200 79

2.2 Методика оценки эффективности и безопасности процесса торможения транспортного средства при проектировании тормозного управления 82
2.2.1 Методика расчета тормозных механизмов 87
2.2.2 Методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства при проектировании тормозного управления 93
2.2.3 Методика определения коэффициента использования силы сцепления при работе антиблокировочной системы 100
2.2.4 Методика количественной оценки эффективности торможения транспортного средства, оборудованного САР тормозного усилия 104

3 Выбор и обоснование входных и выходных параметров управления систем автоматического регулирования тормозного усилия 107
3.1 Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающих в режиме АБС 107
3.2 Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающей в режиме регулятора тормозных сил 115
3.3 Моделирование переходных процессов в автоматизированном тормозном управлении двухосного транспортного средства 117
3.4 Моделирование динамики торможения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования АБС . . . 126

4 Экспериментальные исследования влияния системы автоматического регулирования АБС на динамику торможения автомобильных колес 129
4.1 Методика исследований, оборудование, приборы и аппаратура 129
4.1.1 Приборы, аппаратура и методика стендовых экспериментальных исследований 129
4.1.2 Программа-методика дорожных экспериментальных исследований 135
4.1.3 Измерительно-регистрирующий комплекс 137
4.1.4 Блок управления системой автоматического регулирования тормозного усилия 140
4.2 Исследования качения затормаживаемого колеса в стендовых условиях 142
4.2.1 Особенности качения автомобильного колеса на грани блокирования в стендовых условиях 143
4.2.2 Качение автомобильного колеса в стендовых условиях под влиянием системы автоматического регулирования АБС . . . 162
4.3 Экспериментальные дорожные испытания автобуса МАЗ-256200 в тормозном режиме 172

5 Анализ конструкций и принципов действия электронно - пневматического тормозного управления транспортных средств 183
5.1 Анализ электронно-пневматических тормозных систем автотранспортных средств . . . 184
5.2 Анализ влияния конструкции и режимов работы модулятора на рабочие процессы в контуре электронно-пневматической тормозной системы . . . 191
5.2.1 Анализ получения следящего действия в современных ЭПТС . 191
5.2.2 Анализ получения регулирующего действия в электронно - пневматических тормозных системах . . . 195
5.3 Анализ конструкций пневматических модуляторов электронно - пневматических тормозных систем . . . 198

6 Теоретические исследования функциональных связей и рабочих процессов контура электронно-пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором 203
6.1 Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора . . . 203
6.2 Выбор входных и выходных параметров пропорционального модулятора с приводом от шагового электродвигателя . . . 206
6.2.1 Определение рабочих характеристик шагового электродвигателя . . . 209
6.2.2 Математическое моделирование статической характеристики пропорционального модулятора . . . 211
6.2.3 Математическое моделирование динамики работы контура электропневматического тормозного привода . . . 213

7 Практическая реализация пропорционального модулятора с приводом от шагового электродвигателя 221
7.1 Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора . . . 221
7.2 Выбор шагового электродвигателя и его параметров . . . 229
7.3 Выбор и обоснование алгоритма управления . . . 233
7.3.1 Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения служебного торможения . . . 240
7.3.2 Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения антиблокировочной функции . . . 243

8 Экспериментальное исследование контура электронно - пневматической тормозной системы 253
8.1 Программа экспериментальных исследований . . . 253

8.2 Исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы 253
8.2.1 Оборудование для исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы 254
8.2.2 Методика и результаты исследования рабочих процессов и характеристик пропорционального модулятора в контуре электронно-пневматической тормозной системы 261
8.2.3 Оценка эффективности разработанного контура электронно - пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором при торможении колеса в экстренном режиме . . 265
8.2.4 Влияние перераспределения нагрузки на процесс качения колеса при экстренном торможении 273

9 Анализ конструкций электропневматического тормозного привода и подходов при моделировании его элементов 277
9.1 Современные тенденции развития тормозных систем с электропневматическим приводом 277
9.2 Электропневматические модуляторы давления воздуха 280
9.3 Анализ работы контуров аварийной тормозной системы для транспортных средств, оснащённых электропневматическим тормозным приводом 290
9.4 Обзор и анализ математических моделей тормозного привода с электропневматическими аппаратами 299
9.5 Особенности системы автоматического регулирования работы контура с мембранным модулятором давления 303

10 Экспериментальные исследования работы электропневматического тормозного привода с мембранным модулятором в контуре 311
10.1 Описание экспериментального контура электропневматического тормозного привода 311
10.2 Анализ результатов поисковых экспериментальных исследований . . . 315

11 Теоретические исследования электропневматического тормозного привода 327
11.1 Расчётная схема контура электропневматического тормозного привода 327
11.2 Моделирование основных элементов электропневматического тормозного привода 329
11.3 Расчёт сопротивлений элементов контура электропневматического тормозного привода 340
11.4 Анализ моделирования работы контура электропневматического тормозного привода 345

12 Совершенствование аппаратов электропневматического тормозного привода 351
12.1 Структура и конструктивные элементы экспериментального электропневматического тормозного привода 351
12.2 Динамические свойства экспериментального электропневматического тормозного привода 353
12.3 Регулирование давления в контуре электропневматического тормозного привода 357
12.4 Совершенствование закона управления контуром электропневматического тормозного привода 370
12.5 Алгоритм управления электропневматическим тормозным приводом . 394

13 Экспериментальные исследования электропневматических аппаратов контура электропневматического тормозного привода 399
13.1 Оборудование и измерительная аппаратура ходовой лаборатории . . . 399
13.2 Экспериментальные исследования электропневматического тормозного привода 409
13.3 Работа контура аварийной тормозной системы с двухмагистральным защитным клапаном 415

Литература 419

Введение

На современном этапе автомобилестроения требования к тормозным системам транспортного средства (ТС) с системами автоматического регулирования постоянно повышаются. Это находит отражение в стандартах и других государственных и международных документах [1–10], рекомендующих для разных категорий транспортных средств показатели эффективности торможения, как на стадии проектирования, так и на стадии их сертификации.

Широкое внедрение электронных компонентов и систем в тормозное управление (ТУ), постоянное их совершенствование вызывает необходимость в разработке и усовершенствовании теоретических расчетных методов для исследования динамики торможения транспортных средств с пневматическим тормозным приводом, оборудованным системами автоматического регулирования (САР) тормозного усилия. Повышение интереса к данной проблеме обусловлено тем, что моделирование динамики торможения с автоматическими системами регулирования тормозного усилия на этапе проектирования транспортного средства невозможно без статистических данных дорогостоящих дорожных экспериментальных исследований автомобилей аналогов. И только появление современных методов расчета тормозных приводов в совокупности с повышением быстродействия компьютеров, разработкой программного обеспечения и накоплением экспериментальных данных интенсифицировало исследования в области динамики торможения транспортных средств, оборудованных САР тормозного усилия.

Ввиду того, что значительное количество дорожно-транспортных происшествий (ДТП) происходит из-за человеческого фактора, так как в аварийных ситуациях при нажатии на педаль тормоза водителю сложно учесть многие факторы, например, загрузку автомобиля, неравномерное сцепление колес с дорогой и т.д., большинство зарубежных производителей, такие как: WABCO Westinghouse [11], Haldex [12], Bendix Commercial Vehicle Sys [13], Knorr-Bremse [14] и др., различными способами пытаются добиться того, чтобы рабочая тормозная система современных автомобилей и автопоездов в любых дорожных условиях обеспечивала высокую эффективность торможения, а именно, при минимально возможном тормозном пути сохраняла устойчивость и управляемость транспортного средства.

Большое внимание, уделяемое за рубежом электронным системам, повышающим активную безопасность ТС, свидетельствует о перспективности развития автомобильной техники в данном направлении, поэтому современные грузовые автомобили, автопоезда и автобусы, из-за своей повышеной опасности [15] обязательно комплектуются антиблокировочной системой (АБС). Объединение антиблокировочной системы, противобуксовочной системы и электропневматического тормозного привода в единую систему управления на базе общих датчиков, модуляторов и электронного блока управления позволяет существенно повысить эффективность действия тормозной системы транспортного средства.

Как известно из [3, 16], тормозная система транспортного средства должна быть как минимум двухконтурной, а современная электронно-пневматическая тормозная система (ЭПТС) при наличии индивидуальных модуляторов на каждом колесе представляет собой многоконтурную тормозную систему, с основополагающими функциями: электропневматическим тормозным приводом и АБС. Рабочие процессы, в данном случае, в каждом контуре ЭПТС будут аналогичны.

Практическая реализация основополагающих функций электронно-пневматического тормозного управления транспортного средства позволяет создать интеллектуальную автомобильную систему.

Термин *«интеллектуальная автомобильная система»* – это бортовая система, которая способна распознать текущую ситуацию, произвести оценку и спрогнозировать протекание процессов в цепи «водитель – автомобиль – дорога – окружающая среда» (ВАДО) для выбора рациональной последовательности и динамики управляющих воздействий [17]. Такая трактовка позволяет однозначно отнести электронно-пневматическое тормозное управление к интеллектуальным автомобильным системам.

Перечень условных обозначений

АБС (ABS) – антиблокировочная система;

АРС (ARS) – система автоматического регулирования скорости движения транспортного средства;

ЗРЭ – запорно-регулирующий элемент;

ОС – обратная связь (приминительно к датчикам);

ПБС (ASR) – противобуксовочная система;

ПТП – пневматический тормозной привод;

РТС – регулятор тормозных сил;

САР – система автоматического регулирования;

СДУ – система динамической устойчивости;

СКУ – система курсовой устойчивости;

ТС – транспортное средство;

ТУ – тормозное управление;

ШЭД – шаговый электродвигатель;

ЭПТП – электропневматический тормозной привод;

ЭПТС – электронно-пневматическая тормозная система;

ЭРТС – регулятор тормозных сил с электронным управлением;

AEBS – Automatic Electronic Break System;

ASC – Automatic Stability Control (Acceleration Skid Control);

ASC+T – Automatic Stability Control + Traction;

BA (BAS) (AEBS) – Brake Assist;

CWAB – Warning with Auto Brake;

DBC – Dynamic Break Control;

DSA – Dynamic Safety;

EBS – Electronic Break System ;

EDS – Electronische Differential-Sperre;

EBFD (EBD) – Electronic brake force distribution;

EBL – Electronic Break Limited;

EBV – Electronische Bremskraft Verteilung;

EMB – Electro-mechanical Break;

ESP – Electronic Stability Program;

ETC – Electronic Traction Control;

ETS – Electronic Traction System;

SBC – Sensotronic Brake Control;

TCP – Traction Control Plus;

TSC – Traction Control System;

TRACS – Traction Control System;

VSC – Vehicle Dynamics Control;

VDIM – Vehicle Dynamics Integrated Management;

A_{11} и B_{11} – коэффициенты, характеризующие сдвиг горизонтальной и вертикальной асимптот гиперболы, описывающей характер изменения давления в полости ($A_{11} = 0,654; B_{11} = 1,13$);

A_1 – коэффициент равный максимуму $f - S$ диаграммы;

A_2 – коэффициент, определяющий форму $f - S$ диаграммы;

A_3 – коэффициент, который учитывает падение реализуемого сцепления от максимума до коэффициента трения шины о поверхность в момент блокирования колеса;

A_4 – коэффициент, характеризующий влажность окружающей среды (принимается равным $0,02 \ldots 0,04$);

$A_{\text{т}}$ – работа сил трения в тормозных механизмах, Дж;

$A_{\text{тр}}$ – работа сил трения в агрегатах трансмиссии, Дж;

A_f – работа сил сопротивления качения шины, Дж;

A_φ – работа сил трения скольжения в контакте шин с дорогой, Дж;

A_w – работа силы сопротивления воздуха, Дж;

B – колея колес транспортного средства, м;

B_0, B_1 – коэффициенты, позволяющие определить крутильную жесткость шины (см. стр. 59);

B_2, B_3 – коэффициенты, характеризующие изменение ξ_x^{max} в зависимости от скорости вращения колеса V_k (см. стр. 61);

B_4, B_5 – коэффициенты, характеризующие изменение $\xi_x^{\text{БЛ}}$ в зависимости от линейной скорости V_x перемещения центра заблокированного колеса (см. стр. 62);

B_s – коэффициент, определяющий критическое проскальзывание колеса, выбирается в пределах $5 \div 10$;

C – коэффициент, определяющий вид $f - S$ диаграммы (выбирается в пределах $2 \div 2,5$);

C_1, C_2, C_3, C_4 – коэффициенты, характеризующие влияние уклона дороги и скорости поворота транспортного средства относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс автомобиля;

$C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины следящего поршня, Н·мм;

C_x – крутильная жесткость шины, Н·м/рад;

$C_x^{P_{max}}$ – экспериментально определяемое значение крутильной жесткости шины при максимально допустимом значении давления воздуха в шине (определяется при максимально допустимой нагрузке на шину) Н·м/рад;

$C_x^{P_{min}}$ – экспериментально определяемое значения крутильной жесткости шины при минимально допустимом значении давления воздуха в шине (определяется при максимально допустимой нагрузке на шину) Н·м/рад;

D – дроссель, установленный перед тормозной камерой, мм;

D_y^2 – условный диаметр сечения выпускного клапана, м;

D_0 – коэффициент, определяющий значение максимума реализуемого сцепления;

E – коэффициент, определяющий коэффициент трения шины о поверхность в момент блокирования колеса $(0,95 \div 1,05)$;

F – номинальная площадь накладки, м^2;

F_a – активная площадь пневматического цилиндра или пневматической камеры, м^2;

$F_{\text{об}}$ – общее сопротивление перемещения подвижных деталей ЗРЭ, Н;

$F_{\text{пр0}}$ – усилие пружины 7 при предварительном сжатии, Н;

$F_{\text{пр1}}$ – усилие пружины 3, Н;

$F_{\text{пр2}}$ – усилие пружины 5, необходимое для обеспечения герметичности впускного клапана, Н;

$F_{\text{ск}}$ – усилие, необходимое для открытия впускного клапана, образованного двухседельным клапаном 4 и пневмопоршнем 6, Н;

$F_{\text{тр1}}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{\text{КЛ}}$ по диаметру d_2, Н;

$F_{\text{тр2}}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{\text{зр}}$ по диаметру d_2, Н;

$F_{\text{тр3}}$ – сила трения кольца $d_{\text{п}}$ по диметру d_1, Н;

F_y – сила, обеспечивающая герметичности впускного клапана, Н;

$F_{\text{Р}}$ – сила, действующая на клапан 4 от давления воздуха, Н;

F_0 – резонансная частота, Гц;

G – вес транспортного средства, Н;

G_1 и G_2 – соответственно нормальные реакции дорожного покрытия на i-ю ось в статических условиях, Н;

G_{mi} – мгновенный массовый расход воздуха расчетного ДЕ-звена;

I_b – момент инерции массы стенда, кг·м^2;

I_k – момент инерции колеса, кг·м^2;

J_L – момент инерции нагрузки, кг · м^2;

J_R – момент инерции ротора, кг · м^2;

$K^{\pm}_{\text{пор}}$ – пороговая величина ускорения, соответственно «+» на затормаживание, «−» на растормаживание;

K_e – коэффициент эффективности барабанного тормоза;

K^T_e – коэффициент эффективности дискового тормоза ($K^T_e = \mu_{min}$);

K_1 и K_2 – коэффициенты, характеризующие соответственно параметры передних и задних тормозных механизмов, м^3;

L – расстояние между передней и задней осью транспортного средства, м;

L_n – длина тормозной накладки барабанного тормоза, м;

$L_{\text{кл}}$ – ширина пояса клапана, м;

M_1 – средний реализуемый момент при его наростании от нуля до значения реализуемого момента при критическом проскальзывании, Н·м;

M_2 – реализуемый момент при критическом проскальзывании, Н·м;

M_3 – минимальный реализуемый момент на ветви момента между реализуемым моментом при критическом проскальзывании и реализуемым моментом при скорости ниже 5 км/ч, Н·м;

M_4 – реализуемый момент при скорости ниже 5 км/ч, Н·м;

M_A, M_B – поворачивающие моменты, возникающие при торможении транспортного средства, Н·м;

M_f – момент сопротивления качению колеса, Н·м;

M_{jk} – инерционный момент колеса, Н·м;

M_{Ki}^{j} – тормозной момент на i-й колодке j-го колеса барабанного тормозного механизма, Н·м;

M_{Hi}^{j} – тормозной момент на i-й накладке j-го колеса дискового тормоз-ного механизма, Н·м;

M_{TOPi}^{j} – тормозной момент на i-й оси j-го колеса, Н·м;

M_{TOP} – тормозной момент, подведенный к колесу, Н·м;

M_{TOP}^{CP} – средний реализуемый тормозной момент, Н·м;

$M_{\text{Д}}$ – статический момент ШЭД, кгс· см;

N – нагрузка, приходящаяся на колесо, Н;

N_1 – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на переднюю ось транспортного средства, Н;

N_2 – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на заднюю ось транспортного средства, Н;

N_i^j – нормальная реакция дороги на i-й оси j-го колесе транспортного средства, Н;

N_i^k – количество зубьев импульсного (кодового) колеса;

N_k^j – равнодействующая элементарных прижимных сил на j-й колодке (накладке) тормоза, Н;

$N_{\text{д}}$ – число полных шагов на оборот;

P_{ABS11} и P_{ABS12} – соответственно давления в левом и правом модуляторах переднего контура, Па;

P_{ABS21} и P_{ABS22} – соответственно давления в левом и правом модуляторах заднего контура, Па;

P_{jx} – продольная инерционная сила, Н;

P_{jy} – поперечная инерционная сила, Н;

P_k – усилие, прикладываемое к колодке (накладке) тормоза со стороны тормозной камеры, Н;

P_{K11} и P_{K12} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах переднего контура пневматического тормозного привода, Па;

P_{K21} и P_{K22} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах заднего контура пневматического тормозного привода, Па;

P_{m1} и P_{m2} – давления в ресиверах соответственно переднего и заднего контура тормозного привода, Па;

P_{max} – максимальное давление в ресивере, Па;

P_{R21} и P_{R22} – давления соответственно в верхней и нижней секции ускорительного клапана, Па;

P_{T11} и P_{T21} – давления в трубках расположенных после тормозного крана, соответственно переднего и заднего контуров, Па;

P_{T12} и P_{T13} – давления в трубках переднего контура, соответственно перед левым и правым модуляторами АБС, Па;

P_{T14} и P_{T15} – давления соответственно в левой и правой трубках переднего контура, расположенных перед тормозными камерами, Па;

P_{T22} и P_{T23} – давления в трубках заднего контура, соответственно перед левым и правым модуляторами АБС, Па;

P_{T24} и P_{T25} – давления соответственно в левой и правой трубках заднего контура, расположенных перед тормозными камерами, Па;

P_T^{cp} – средняя реализуемая сила торможения при работе системы автоматического регулирования тормозного усилия, Н;

P_{TK} – давление в тормозной камере, Па;

P_x – продольная толкающая сила, Н;

P_{xi}^j – часть продольной инерционной силы, приложенной к j-му колесу i-й оси со стороны транспортного средства, Н;

P_Z – вертикальная нагрузка на колесо, Н;

$P_{\text{ВСТК}}$ и $P_{\text{НСТК}}$ – давления соответственно в секциях тормозного крана переднего и заднего контуров, Па;

P_{01} – давление в разветвлении переднего контура, Па;

$P_{\text{ст}}$ – величина ступени изменения давления, Па;

R – газовая постоянная, $R = 287,14$ м^2/(с$^2\cdot$ К);

R_a – радиус поворота автомобиля относительно мгновенного центра, м;

R_B – внутренний радиус тормозной накладки дискового тормоза, м;

R_H – внешний радиус тормозной накладки дискового тормоза, м;

R_x – реализуемая тормозная сила, Н;

R_{x_0} – сила сопротивления качанию при свободном качении колеса, Н;

R_{x1} – тормозная сила на передней оси, Н;

R_{x2} – тормозная сила на задней оси, Н;

R_{xi}^j – продольная сила, возникающая между шиной j-го колеса i-й оси и опорной поверхностью, Н;

R_{yi}^j – поперечная сила, возникающая между шиной j-го колеса i-й оси и опорной поверхностью, Н;

$R_{x_{max}}$ – максимальная реализуемая сила сцепления колеса с опорной поверхностью при критическом скольжении (буксовании) $S_{KP} \approx 0,15 \div 0,3$, Н;

$R_{x_{\text{бл}}}$ – реализуемая сила сцепления колеса с опорной поверхностью при полном скольжении (буксовании) $S_1 = 1$, Н;

$\Sigma F_{\text{тр}}$ – суммарная сила трения при перемещении подвижных деталей ЗРЭ в корпусе модулятора, Н;

ΣR_x – суммарная тормозная сила, Н;

ΣR_{yi} – суммарная поперечная сила между шинами i-й оси и опорной поверхностью, Н;

R_Z – усилие прижатия колеса к барабану, Н;

S – проскальзывание;

S_i – среднее проскальзывание на i-м колесе;

S_k – ход штока тормозной камеры, м;

S_h – горизонтальное смещение $f - S$ диаграммы;

$S(t)$ – изменение проскальзывания по времени;

S_v – вертикальное смещение $f - S$ диаграммы;

S_{KP} – проскальзывание колеса, соответствующее максимальному реализуемому сцеплению (критическое проскальзывание);

$S_{\text{ОСТ}}$ – полный остановочный путь транспортного средства, м;

$S_{\text{ПР}}$ – пороговая величина проскальзывания;

S_T – тормозной путь транспортного средства, м;

$S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь клапана 4, м^2

T – абсолютная температура рабочего тела перед дросселем, К;

T_i – тип тормозной камеры ($9, 12, 16, 20, 24, 30$ или 36);

$T(t)$ – управляющий сигнал, подаваемый на исполнительные устройства систем автоматического регулирования тормозного усилия;

$T[1]$ – длительность фазы наполнения, с;

$T[2]$ – длительность фазы выдержки при наполнении, с;

$T[3]$ – длительность фазы опорожнения, с;

$T[4]$ – длительность фазы выдержки при опорожнении, с;

T_H – момент удержания, Н $\cdot$ м;

V – объем наполняемой емкости, м^3;

V_0 – начальная окружная скорость кромки зубьев кодового колеса, м/с;

V_i – текущая окружная скорость кромки последующего зуба кодового колеса, м/с;

V_{cy} – скорость транспортного средства в боковом направлении, м/с;

V_H – начальная скорость торможения транспортного средства, м/с;

V_k – скорость вращения колеса, м/с;

V_k^{max} и V_k^{min} – соответственно максимально и минимально возможные скорости вращения колеса (V_k) в условиях наивысшей эффективности торможения (для шины $11,00 - R20$ см. рис. 1.12), м/с;

V^{max} и V^{min} – соответственно максимально и минимально возможные скорости линейного перемещения центра заблокированного колеса (V_x) (для шины $11,00 - R20$ см. рис. 1.13), м/с.

V_{max} – максимальная скорость движения транспортного средства, м/с;

V_x – линейная скорость движения транспортного средства, м/с;

Z_{AL} – коэффициент торможения с работающей ABS;

Z_{max}^i – максимальный коэффициент торможения i-й оси;

$[Z_{min}]$ – минимально допустимый коэффициент торможения ТС;

a – расстояния от передней оси до центра масс автомобиля, м;

a_k – линейное замедление кромки зубьев кодового колеса, м/с^2;

a_n – расстояние от центра колеса до опоры колодки, м;

$a_д$ – ускорение подвижных деталей ЗРЭ, м/с^2;

b – расстояния от задней оси до центра масс транспортного средства, м;

a_0, b_0, c_0 – коэффициенты, характеризующие зависимость *Denny*;

a_0^ξ, b_0^ξ и c_0^ξ – коеффициенты, определяющие характер изменения угла закрутки ξ_x в зависимости от проскальзывания S (см. стр. 64);

a_1, a_2, b_1, b_2, c_1 – коэффициенты, характеризующие зависимость *«Парабол»*;

c_n – расстояние от центра колеса до точки приложения приводного усилия к колодке барабанного тормоза, м;

d – параметр, характеризующий быстроту падения коэффициента трения от скорости движения транспортного средства;

d_0 – коэффициент, характеризующий прогиб возростающей ветви зависимости *«Парабол»*;

d_1 – коэффициент, характеризующий прогиб падающей ветви в зависимости *«Парабол»*;

$e_{кл}$ – деформация резинового клапана, м;

i_s – передаточное отношение кулачкового разжимного механизма (s-образного разжимного кулака);

i_T – передаточное отношение механизма разжима;

f – площадь поперечного сечения канала дросселя, м^2;

f_1 – реализуемое сцепление передней оси;

f_2 – реализуемое сцепление задней оси;

f_{in} – реализуемое сцепление i-й оси транспортного средства в порожнем состоянии;

f_{ig} – реализуемое сцепление i-й оси транспортного средства в груженом состоянии;

f_p – рабочая частота шагового электродвигателя, Гц;

$f_1^Э$ и $f_2^Э$ – соответственно реализуемое сцепление передней и задней оси определенное экспериментальным путем;

f_{ci}^j – коэффициент сопротивления качению j-го колеса i-й оси транспортного средства;

f_x – продольное реализуемое сцепление шины с дорогой;

f_{xi}^j – соответственно реализуемое сцепление на j-м колесе i-й оси транспортного средства;

f_{max} – максимальное реализуемое сцепление;

$f_{\text{БЛ}}$ – коэффициент трения шины о дорогу при полном блокировании колеса;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ($g = 9,81$м/с^2);

$j_{\text{уст}}$ – установившееся замедление инерционного стенда, м/с^2;

j_x или $|-j_x|$ – продольное замедление транспортного средства, м/с^2;

j_y – поперечное замедление транспортного средства, м/с^2;

j_H – нормативное замедление транспортного средства, м/с^2;

$j^{\pm}_{\text{пор}}$ – пороговое линейное ускорение колеса для транспортного средства, соответственно при разгоне и замедлении, м/с^2;

h – ход штока тормозной камеры, мм;

h_1 – плечо приложения усилия, действующего на штоке тормозной камеры относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;

h_2 – плечо действия силы на толкатель тормозной накладки относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;

h_i – расстояние между двумя смежными зубьями кодового колеса, м;

h_{i+1} – расстояние между двумя последующими смежными зубьями кодового колеса, м;

h_g – координата высоты центра масс транспортного средства, м;

$h_{\text{з.р}}$ – положение зубчатой рейки, м;

$h_{\text{п}}$ – положение следящего пневмопоршня;

k – показатель адиабаты $k = 1,4$;

$k_{\text{З}}$ – коэффициент запаса;

l_p – длина разжимного рычага, м^2;

m – масса транспортного средства, кг;

$m_{\text{д}}$ – масса подвижных деталей ЗРЭ, кг;

n – количество заездов при испытаниях транспортного средства;

n_d – количество пар трения в дисковом тормозе;

p – давление в шине, МПа;

p_i – текущая величина давления, Па;

p_{i-1} – предыдущая величина давления, Па;

p_m – давление в ресивере, Па;

p_{max} – максимально допустимое давление воздуха в шине, МПа;

p_{min} – минимально допустимое давление воздуха в шине, МПа;

p_0 – давление атмосферы ($p_0 = 101325$), Па;

p_1 и p_2 – соответственно давления в тормозных камерах передней и задней оси транспортного средства, Па;

$q(\alpha_0)$ – закон распределения давления по накладке тормоза;

r_b – радиус металлического бегового барабана, м;

r_e – радиус окружности-эвольвенты профиля кулачка, м;

r_i^k – радиус импульсного колеса, м;

r_{tb} – радиус тормозного барабана, м;

$r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса, м;

r_{cm} – статический радиус колеса, м;

s^* – продольное проскальзывание колеса с учетом смещения начала $f - S$ диаграммы;

t_1 – время, при котором достигается реализуемый момент M_1, с;

t_2 – время, при котором достигается реализуемый момент M_2, с;

t_3 – время, при котором достигается реализуемый момент M_3, с;

t_4 – время, торможения инерционного стенда, с;

t_{ABS}^{45-15} – время торможения транспортного средства при работающей системе автоматического регулирования в диапазоне скоростей 45–15 км/ч, с;

t_i – текущее время, с;

t_{i-1} – предыдущее время, с;

t_{i+1} – последующее время, с;

t_{minABS}^{i} – время торможения с работающей САР, полученное при последовательно повторяющихся заездах n, с;

t_{CP}^{40-20}– минимальное среднее время торможения в заданном диапазоне скоростей 40 – 20 км/ч, с;

t_{minCP}^{i} – время торможения, полученное при последовательно повторяющихся заездах , при отключенной передней или задней оси ТС, с;

t_p – время реакции водителя, с;

t_{top} – время торможения с автоматической системой, с;

$t_{\text{з}}$ – время запаздывания срабатывания привода, с;

$t_{\text{кл}}$ – время полного хода ЗРЭ, с;

$t_{\text{н}}$ – время нарастания замедления, с;

$t_{\text{ож}}$ – время ожидания срабатывания системы, с;

x_1 и x_2 – коэффициенты, характеризующие параметры прижимной и отжимной колодки барабанного тормоза;

$y_o(t)$ – переходная характеристика объекта регулирования;

$y_o{}^d$ – желаемое постоянное значение переходной характеристики объекта регулирования;

$y_o{}^d(t)$ – желаемое изменение переходной характеристики объекта регулирования во времени;

z – коэффициент торможения транспортного средства;

z_H – необходимый коэффициент торможения транспортного средства;

z_{max} – максимальный коэффициент торможения транспортного средства;

z_{fn} и z_{fg} – соответственно коэффициенты торможения порожнего и груженого транспортного средства, при котором $f_1 = f_2 = z_f$;

α – угол наклона дороги в продольном направлении, град;

α_A и α_B – уголы увода соответственно передней и задней оси, град;

α_0 – отношение внутреннего радиуса тормозной накладки к внешнему;

α_1 и α_2 – углы, определяющие положение накладки барабанного тормоза относительно опоры колодки, град;

α_3 – угол приложения приводного усилия, град;

α_4 – угол между вертикальной осью барабана и осью проходящей через опору и центр барабана, град;

β – угол уклона дороги в сторону обочины, град;

β_0 – угол охвата тормозной накладки барабанного тормоза, град;

β_r – угловое положение ротора шагового электродвигателя, град;

$\beta_{\text{и}}$ – коэффициент распределения тормозных сил;

δ – угол распределения давлений в контакте накладка-барабан, град;

δ_a – коэффициент учета вращающихся масс;

$\varepsilon(t)$ – ошибка регулирования;

ε – коэффициент использования силы сцепления транспортного средства;

ε_1 – коэффициент использования силы сцепления транспортного средства с САР, установленной только на передней оси;

ε_2 – коэффициент использования силы сцепления транспортного средства с САР, установленной только на задней оси;

η – КПД тормозного механизма $(0,8 \div 0,95)$;

φ– коэффициент сцепления;

φ_n– коэффициент сцепления порожнего транспортного средства;

φ_g– коэффициент сцепления груженого транспортного средства;

$\varphi(\sigma)$ – функция расхода;

φ_{cp}– средний коэффициент сцепления;

φ_0– параметр, характеризующий величину коэффициента трения при скорости, близкой к нулю;

μ – коэффициент расхода;

μ_{min} – минимальный коэффициент трения накладки о тормозной барабан или диск ($\mu_{min} = 0,35$);

ν_k – линейная скорость движения центра колеса, м/с;

ν_{ck} – скорость скольжения колеса, м/с;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

ξ_x – угол закрутки шины, рад;

$\xi_{x_{max}}$ – максимальный угол закрутки шины, рад;

$\xi_{x_{max}}^{V_k^{max}}$ и $\xi_{x_{max}}^{V_k^{min}}$ – экспериментально определяемые значения максимального угла закрутки шины соответственно при максимально и минимально возможной скорости вращения колеса (V_k) в условиях наивысшей эффективности торможения (для шины $11,00 - R20$ грузового автомобиля см. рис. 1.12), рад;

$\xi_{x_{\text{БЛ}}}$ – угол закрутки шины при заблакированном колесе, рад;

$\xi_{x_{\text{БЛ}}}^{V^{max}}$ и $\xi_{x_{\text{БЛ}}}^{V^{min}}$ – экспериментально определяемые значения угла закрутки шины заблокированного колеса соответственно при максимально и минимально возможной скорости линейного перемещения автомобиля (V) при заблокированном колесе (для шины $11,00-R20$ см. рис. 1.13), рад;

ξ_0 – угол закрутки образуемый силой сопротивления кочения колеса, рад;

ρ – радиус инерции транспортного средства, м^2;

ρ_0 – радиус, на котором находится центр тяжести номинальной площади накладки, м;

ρ_y – условный радиус трения в барабанном тормозе, м;

ρ_H – центр давления накладки на диск, м;

σ – безразмерное давление, которое определяется отношением давления p_1 в полости за дросселем и давлением p_0 в резервуаре перед дросселем;

Δf_{max} – относительное отклонение реализуемого сцепления от экспериментального значения;

ΔS_{KP} – относительное отклонение критического проскальзывания от экспериментального значения;

ΔE – изменение кинетической энергии транспортного средства;

ΔP – изменение потенциальной энергии транспортного средства;

Δp_1 и Δp_2 – давление в тормозных камерах, при котором проявляется нечувствительность тормозного механизма, Па;

ψ – угол отклонения транспортного средства от продольной оси его движения при торможении, град;

Ψ_c – угол смещения биссектрисы угла охвата накладки, град;

$\dfrac{d\omega^-}{dt}$ – угловое ускорение кромок зубьев кодового колеса, рад/с^2;

$\dfrac{d\omega_k}{dt}$ – угловое ускорение колеса, рад/с^2;

$\dfrac{d\omega_{ki}^j}{dt}$ – угловое ускорение j-го колеса i-й оси ТС, рад/с^2;

$\dfrac{d\omega_a}{dt}$ – угловое ускорение транспортного средства относительно мгновенного центра поворота, рад/с^2;

$\dfrac{dS}{dt}$ – темп нарастания проскальзывания;

ω_k – угловая скорость вращения колеса, рад/с;

ω_{ki}^j – угловая скорость вращения j-го колеса i-й оси ТС, рад/с;

ω_a – угловая скорость вращения транспортного средства относительно мгновенного центра поворота, рад/с;

ω_b – угловая скорость вращения бегового барабана инерционного стенда ХНАДУ, рад/с;

ω_r – угловая скорость вращения ротора ШЭД, рад/с;

Θ – угол приложения усилия от штока тормозной камеры к разжимному рычагу, град;

Θ_0 – половина угла охвата тормозной накладки дискового тормоза, град;

ДЕ-звено – это звено пневматического привода типа «дроссель-емкость»;

индексы i и j – при одновременном их применении обозначают: i – номер оси (1 или 2); j – соответствующее правое или левое колесо оси (R или L).

1 АНАЛИЗ ЭЛЕМЕНТОВ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В мировом автомобилестроении уровень конструктивной безопасности (пассивной и активной) таков, что ведущие компании уже не рекламируют в качестве особых достижений применение современных систем автоматического регулирования тормозного усилия, повышающих этот уровень, предлагая их покупателю в качестве опций или в виде стандартной комплектации. Очевидно, что в связи с внедрением в тормозное управление электроники, общепринятые в XX ст. методы его проектирования требуют уточнений и дополнений.

Современное проектирование автоматизированного тормозного управления транспортных средств с пневматическим приводом не возможно без системного подхода, который требует рассмотрения ряда вопросов, связанных с выбором методов и способов описания рабочих процессов, протекающих при торможении транспортного средства.

Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортного средства с пневматическим приводом заключается в том, что геометрические, кинематические, весовые параметры транспортного средства необходимо взаимоувязать с рабочими процессами, протекающими в исполнительном устройстве (модуляторе) САР тормозного усилия и динамикой торможения транспортного средства в различных эксплуатационных условиях.

1.1 Анализ пневматического тормозного управления, оборудованного системами автоматического регулирования тормозного усилия

Автомобили являются сложной механической системой, на которую постоянно оказывают влияние внешние и внутренние факторы, под воздействием которых характеристика движения системы «автомобиль» постоянно изменяется. Частота и характер изменения условий движения системы «автомобиль» в значительной мере влияют на безопасность дорожного движения, а рационально подобранные законы управления системой автоматического регулирования тормозного усилия, на различ-

ной элементной базе, будут обеспечивать сход-ные показатели качества процесса торможения [18–20] транспортного средства.

При создании систем автоматического регулирования тормозного усилия для транспортных средств с пневматическим тормозным управлением схеме размещения ее исполнительных элементов уделяется большое внимание (рис. 1.1), поскольку она определяет функциональные взаимосвязи, которые предопределяют не только рабочий процесс самой системы, но и эксплуатационные свойства транспортного средства.

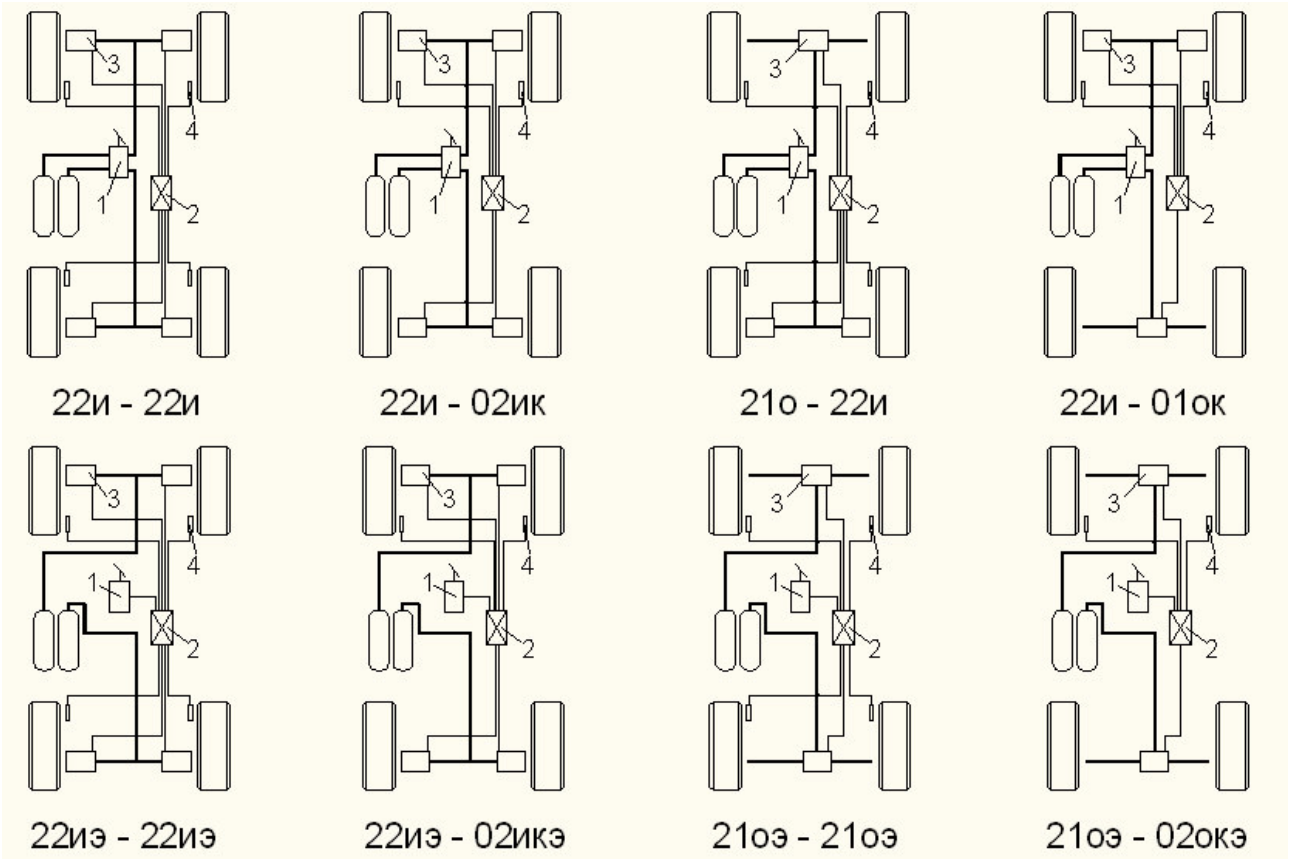


Рис. 1.1. Структурные схемы размещения элементов систем автоматического регулирования на транспортном средстве: 1 – орган управления (тормозной кран); 2 – электронный блок управления (регулятор); 3 – исполнительное устройство САР (модулятор); 4 – датчик скорости (датчик обратной связи)

Так как в общеизвестной технической литературе [21] предложенный Л.В. Гуревичем метод цифрового обозначения схем, показывающий количество датчиков и модуляторов на оси, имеет свои ограничения, на рис. 1.1 использовано обозначение схем, построенное по следующему принципу: первые две цифры обозначают количество датчиков и количество модуляторов на передней оси, две другие цифры обозначают количество датчиков и количество модуляторов на задней оси, буквенные

индексы схем означают принцип управления модуляторами давления: *и* – независимое (индивидуальное) управление; *ик* – независимое (индивидуальное) косвенное управление; *о* – осевое управление; *ок* – осевое косвенное управление; *иэ* – независимое (индивидуальное) управление от электрической педали; *икэ* – независимое (индивидуальное) косвенное управление от электрической педали; *оэ* – осевое управление от электрической педали; *окэ* – осевое косвенное управление от электрической педали.

Предложенный метод цифробуквенной индексации схем позволяет описать особенности вариантов установки элементов САР тормозного усилия и предоставляет достаточную информацию о принципе управления модуляторами системы автоматического регулирования тормозного усилия.

Сложность проблемы выбора схемы размещения исполнительных элементов САР заключается в экономических, расходных и объемных показателях тормозной системы транспортного средства. Чем сложнее схема, тем большее количество исполнительных элементов она имеет, и тем она дороже. Большое количество исполнительных элементов приводит так же к повышенному расходу рабочего тела, который ограничен для транспортного средства производительностью компрессора или насоса. С другой стороны, чем универсальнее управление схемой, тем надежней система автоматического регулирования, а значит, она может включать в свой алгоритм работы сразу несколько функций, таких как АБС, ЭРТС, СКУ, СДУ (рис. 1.2) [22] и др.

Очевидно, что на базе одной сложной схемы возможно создание системы автоматического регулирования тормозного усилия, которая обеспечит эффективное и устойчивое движение транспортного средства в различных эксплуатационных режимах.

1.2 Анализ систем автоматического регулирования тормозного усилия

Высокие требования, предъявляемые к тормозному управлению [1–10], обуславливают создание многоконтурных приводов и дублирующих контуров, введение дополнительных приборов и систем автоматического регулирования, повышающих эффективность торможения ТС в любых дорожных условиях эксплуатации.



Рис. 1.2. Блок-схема электронно-пневматического тормозного управления современного транспортного средства

За последние годы на основе научных исследований и новых конструкторских разработок, а также активного применения микропроцессорных систем управления удалось существенно повысить быстродействие тормозного привода, эффективность и долговечность тормозных механизмов, синхронизировать их срабатывание и, тем самым, повысить стабильность выходных характеристик транспортного средства. Ряд показателей конструкции уже регламентируется международными требованиями, используемыми в качестве нижней допустимой планки при сертификации транспортных средств. Таким образом, уже введены в действия стандарты в отношении антиблокировочных систем (ABS), программ электронной стабилизации транспортного средства (ESP), автоматических систем освещения (AFS), систем контроля давления в шинах (TPMS) и конструктивные мероприятия по защите участников дорожного движения. В странах ЕЭС осуществляется адаптация комплекса действующих Правил ЕЭК ООН применительно к гибридным транспортным средствам и электромобилям [23], ведется разработка стандартов в отношении систем автоматического экстренного торможения (AEBS) и контроля выхода с полосы движения (LDWS).

В результате постепенного развития ТУ на грузовом и пассажирском транспорте возникло несколько поколений тормозных систем, последние из которых оснащены мощными компьютеризированными комплексами. Эти системы, получившие общее название «системы автоматического регулирования тормозного усилия», обеспечивают устойчивость автомобиля не только при торможении, но и при разгоне, а также при совершении маневров, связанных с поворотом рулевого колеса. Все эти системы дополнительно оборудуются рядом диагностических функций, которые контролируют их работоспособность в составе привода транспортного средства.

Работа всех систем автоматического регулирования направлена на удержание процесса качения автомобильного колеса с проскальзыванием отпечатка шины относительно поверхности, обеспечивающим наивысшую эффективность торможения, с сохранением устойчивости для повышения безопасности дорожного движения. При этом кинетическая энергия, запасенная автомобилем, гасится не только за счет трения шины о поверхность, по которой она катится, но и за счет трения тормозных накладок о барабаны или диски, в зависимости от типа применяемого тормозного механизма.

Одной из первых интеллектуальных систем автоматического регу-

лирования стала антиблокировочная система «Anti-lock brake system (ABS)» [24], которая обеспечивает качение колеса в любых нагрузочных, скоростных и сцепных условиях. Простейшая ABS оснащена датчиками угловой частоты вращения колес, модуляторами и регулятором (электронным блоком управления), который обрабатывает информацию, полученную с датчиков вращения колес, и управляет модуляторами давления.

Появление миникомпьютеров в 70 – 90 годах XX ст. привело к расширению функциональных возможностей ABS [25]. Таким образом, дополнительное оборудование транспортного средства датчиком угла поворота управляемых колес и датчиком углового ускорения, позволило более эффективно осуществлять управление процессом торможения транспортного средства.

На основе ABS в 70-х годах XX ст. такие известные автомобильные компании, как «Buick» и «Cadillac», предприняли первые попытки в создании противобуксовочной системы «Anti-slip regulation (ASR)», которая была основана на блокировании дифференциала [25]. В 90-х годах XX ст. отработанной конструкцией ASR серийно начали комплектоваться автомобили фирмы «Audi», «Volkswagen» и «Alfa Romeo». В отличии от ASR, разработанной в 70-х годах XX ст., система ASR нового поколения способна отслеживать буксование колес и регулирует обороты двигателя или автоматически подтормаживает ведущие колеса транспортного средства [24].

В 1995 году компания «Bosch» разработала новую систему, более эффективную, чем ABS и ASR, которая получила название – система стабилизации движения «Electronic stability program (ESP)». Эта система объединила в себе функции ABS и ASR и по сложному алгоритму при помощи информации от датчиков угловой частоты вращения колес, углового ускорения относительно вертикальной оси, углового отклонения от продольной оси и угла поворота управляемых колес обеспечивает устойчивое движение транспортного средства, как в тяговом, так и тормозном режимах, с высокой эффективностью.

В результате борьбы за безопасность ТС в 1998 году компания «Mercedes-Benz» на своих автомобилях S-класса и SL-класса, основываясь на разработках, проведенных в Берлине, начала установку системы тормозной помощник «Brake Assistant (BA или BAS)», которая обеспечивает гарантированное максимальное усилие на педали тормоза при экстренном торможении транспортного средства. Основная задача этой

системы – создание максимального тормозного момента за минимальное время, гарантируя при этом включение функций ABS для сокращения тормозного пути ТС. При экстренном торможении ВА создает максимальный тормозной момент на колесах транспортного средства и минимальное усилие на педали водителя, для снижения утомляемости последнего. Система оценивает скорость перемещения педали и начинает функционировать только в экстренных ситуациях. В 2000 году «Volvo» разработала свой тормозной помощник «Collision Warning with Auto Brake (CWAB)», он функционирует на основе радара, а не – скорости перемещения тормозной педали. В Европе до 2012 года планируется разработать стандарт в отношении Brake Assistant, которым должны оборудоваться новые модели автомобилей [24–26].

Для реализации максимальной тормозной силы и оптимального распределения тормозных сил между осями ТС, в 2000 году, компания «NISSAN» разработала систему «Electronic brake distribution (EBD)», которая осуществляет распределение тормозного усилия на основе информации от датчиков угловой частоты вращения колес [27]. Надо полагать, что она работает по величинам ускорений колес передней и задней оси. Изучение эффективности такой системы на сегодняшний день требует дополнительных исследований.

В тенденции развития систем автоматического регулирования четко прослеживается усложнение электронной составляющей, поскольку только при помощи высокотехнологичных микроэлектронных устройств возможно рациональное управление современными механическими аппаратами, что дает возможность, на достаточно высоком уровне, контролировать процесс торможения транспортного средства с максимальной эффективностью.

Анализ литературных источников [24–28] показал, что все системы автоматического регулирования тормозного усилия в своем блоке управления имеют функцию антиблокировочной системы. По сути, любая система автоматического регулирования основана на логике антиблокировочной системы, которой отдается приоритет в случае торможения для обеспечения наивысшей эффективности. Поэтому блок управления имеет существенную значимость во всех системах автоматического регулирования, так как в нем реализовывается закон управления на основании информации датчиков, отслеживающих состояние объекта управления, – транспортного средства.

На сегодняшний день производители систем автоматического регулирования тормозного усилия не раскрывают информации об их эффективности, хотя во всех странах ведется статистика, говорящая о повышении безопасности дорожного движения благодаря установке на транспортные средства систем автоматического регулирования.

Исследования [29] различных блоков управления показывают, что при всех прочих равных условиях алгоритм, заложенный в блок управления (регулятор), оказывает непосредственное влияние на безопасность движения транспортного средства в тормозном режиме. Поэтому необходимы дополнительные исследования в области управления, на основе физического и математического моделирования динамики торможения транспортного средства с тормозным приводом, оборудованным системами автоматического регулирования, с обязательной экспериментальной проверкой их адекватности на реальном объекте управления (транспортном средстве).

Современные системы автоматического регулирования тормозного усилия по принципу работы можно разделить на два типа [30]:

1. Самоорганизующиеся.

2. Самонастраивающиеся.

Системы автоматического регулирования могут быть как с эталонной моделью, так и без нее, это зависит от закона управления, который применяется при исследовании системы. Системы без эталонной модели, основанные на адаптивных алгоритмах, которые подстраиваются к внешним возмущающим воздействиям, являются поисковыми, а системы с эталонной моделью, которые имеют в своем составе алгоритмы, сравнивающие реальное состояние объекта с идеальным – беспоисковыми. В таких системах рассогласование эталонной модели и реального состояния системы недопустимо, при такой ситуации в электронный блок управления вводятся корректирующие поправки в части управления аппаратом автоматического регулирования (модулятором) для изменения характеристики движения ТС.

Рассмотренные типы систем позволяют использовать робастные модели нечувствительные к изменениям, возмущениям и помехам, но при этом способные сохранять показатели качества в условиях дос-таточно больших параметрических, структурных и сигнальных возмущений для достижения поставленных перед САР целей на основе типичных задач теории автоматического управления.

1.2.1 Задачи, решаемые в системах автоматического регулирования тормозного усилия

Эффективность торможения транспортного средства в значительной степени зависит от качественного алгоритма управления, реализованного в электронном блоке для достижения желаемого закона изменения регулируемой величины. Качественный алгоритм управления должен обеспечивать желаемое поведение объекта управления в зависимости от возмущающих воздействий, как внешних, так и внутренних.

Представив управляемое поведение объекта в виде $y_0(t)$, можно сформулировать следующие задачи:

1. Задача регулирования – переходная характеристика объекта регулирования $y_0(t)$ должна быть близка или совпадать с желаемым постоянным, заранее определенным значением ${y_0}^d$.

2. Задача слежения – алгоритм управления должен обеспечивать близость $y_0(t)$ к желаемому процессу ${y_0}^d(t)$, протекающему во времени.

Очевидно, что качественный алгоритм управления системой автоматического регулирования должен снижать ошибку регулирования $\varepsilon(t)$ по зависимостям, предложенным в работе [31]:

$$\varepsilon(t) = {y_0}^d(t) - y_0(t); \tag{1.1}$$

$$\varepsilon(t) = {y_0}^d - y_0(t). \tag{1.2}$$

При ошибке регулирования $\varepsilon(t) = 0$ задача регулирования или слежения будет решена идеально, следовательно, будет выбран рациональный алгоритм управления системой автоматического регулирования.

Поскольку в реальности приходится иметь дело с погрешностями и ошибками измерения, то идеального алгоритма управления создать в принципе не возможно, но подобрать его рациональные параметры управления представляется возможным, если учесть возмущающие факторы, воздействующие на объект управления в процессе его движения, за сколь угодно большой промежуток времени. Накопление погрешностей и ошибок измерения может привести к неустойчивой работе системы автоматического регулирования, поэтому необходимо в блоке управления САР предусмотреть специальное устройство «карантин» [32], которое бы отслеживало ошибочные величины и погрешности измерения физических параметров объекта регулирования. Для повышения эффективности и устойчивости системы автоматического ре-

гулирования необходимо вводить обратную связь, чтобы скорректировать процессы, протекающие во время движения объекта.

Проведенный анализ литературных источников [30]– [32] показал, что любая САР, применяемая в механических системах, должна быть устойчивой, адаптивной и быстродействующей независимо от возмущающих факторов, воздействующих на объект управления.

1.2.2 Особенности переходных процессов объекта регулирования

Исследования в области качения автомобильного колеса показывают, что оптимальное качение всех типов колес наблюдается при проскальзывании 10 – 30 % [33] причем по поверхностям с различными коэффициентами сцепления, поэтому рядом ученых совершаются попытки создания алгоритмов управления системами автоматического регулирования на его основе. Смысл управления такой системой заключается в том, чтобы придать процессу качения колеса желаемую форму, а именно, чтобы такой параметр как проскальзывание $S(t) = y_0(t)$ как можно меньше отличался от $S_{\text{ПР}} = {y_o}^d$ или $S_{\text{ПР}}(t) = {y_o}^d(t)$. Но в момент затормаживания оно изначально не может быть равным $S_{\text{ПР}}$ и зависит от ряда факторов (темпа наполнения тормозной камеры, нагрузки на колесо, давления в шинах, параметров шины, начальной скорости торможения и др.), так как затормаживаемое колесо является динамическим объектом. Все динамические объекты способны накапливать энергию за счет действия на них силы инерции [34], поэтому они могут самостоятельно двигаться даже после прекращения действия внешних возмущающих факторов.

Предположим, что регулирование процесса качения колеса определяется по формуле [35]:

$$T(t) = \begin{cases} -1\,, & \text{при -}\varepsilon(t) \\ 0\,, & \text{при } \varepsilon(t) = 0, \\ 1\,, & \text{при +}\varepsilon(t) \end{cases}$$

где $T(t)$ — управляющий сигнал, подаваемый на модуляторы САР.

Поскольку объект регулирования (автомобильное колесо) является динамическим, выходная величина объекта в момент $t = 0$ (рис. 1.3)

будет иметь максимальную разницу между желаемой величиной и реальной, то есть $\varepsilon(t) = max$, поэтому необходимо создать максимально быстрое воздействие на объект регулирования.

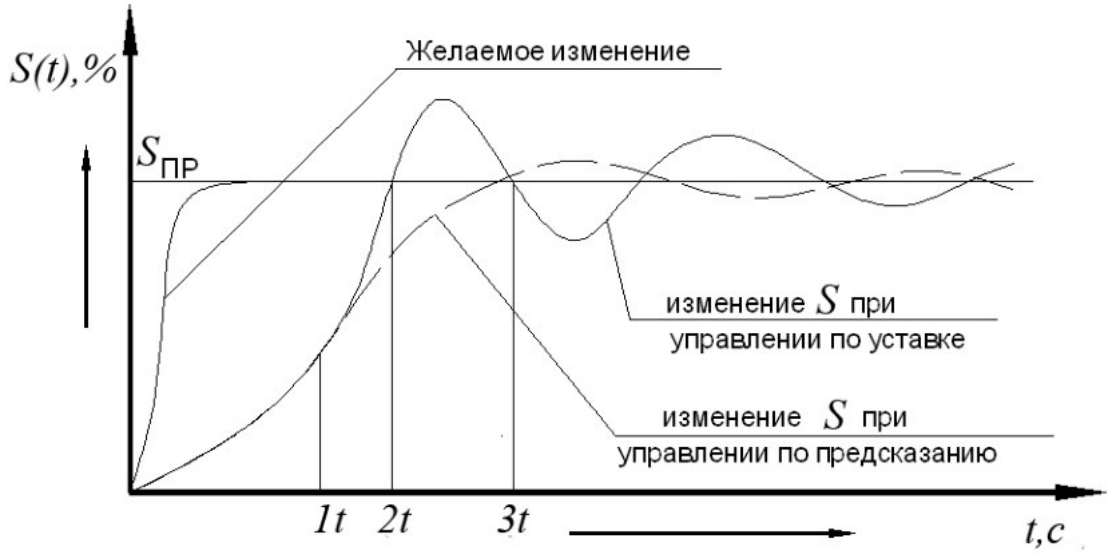


Рис. 1.3. Изменение переходного процесса $S(t)$, при различных законах управления системой автоматического регулирования

Исполнительный механизм (тормозная камера с тормозным механизмом) постепенно придет в движение и начнет максимально быстро увеличивать реальное воздействие на объект регулирования, но из-за слабой начальной реакции динамического объекта его выходная величина S и разность $\varepsilon(t)$ некоторое время будут изменяться не интенсивно.

Все это время управляющее устройство будет сохранять практически неизменным управляющий сигнал $T(t)$, это приведет к максимально быстрому накоплению объектом энергии. Уже в момент времени $1t$ при $S(1t)$, с небольшим уменьшением ошибки $\varepsilon(t)$, объект получит энергию достаточную для достижения желаемого процесса. Управляющее устройство, работающее по пороговому значению, например, проскальзыванию $S_{ПР}$, сможет отреагировать только при условии соответствия $S(t)$ предельному значению $S_{ПР}$, то есть тогда, когда ошибка регулирования будет равна нулю $\varepsilon(t) = 0$, поэтому пока $S_{ПР} > S(t)$, управляющее устройство (модулятор системы автоматического регулирования) будет сообщать объекту регулирования излишнюю энергию. При достижении предельного значения $S_{ПР} = S(t)$, в момент времени $2t$, возникает задача отвода излишней энергии, которая приведет к блокированию колеса, поэтому САР необходимо уменьшать воздействие на объект управления, а значит растормаживать автомобильное колесо.

Процесс отвода энергии по своему характеру повторит процесс подвода, то есть в момент времени $3t$ объект управления не будет обладать необходимой энергией, что приведет к потере эффективности за счет недоиспользования предельных возможностей по сцеплению.

Таким образом, на основе приведенного анализа можно сделать вывод, что циклический режим работы САР позволяет использовать не весь потенциал подводимого тормозного момента, при этом будет обеспечиваться удовлетворительная эффективность торможения.

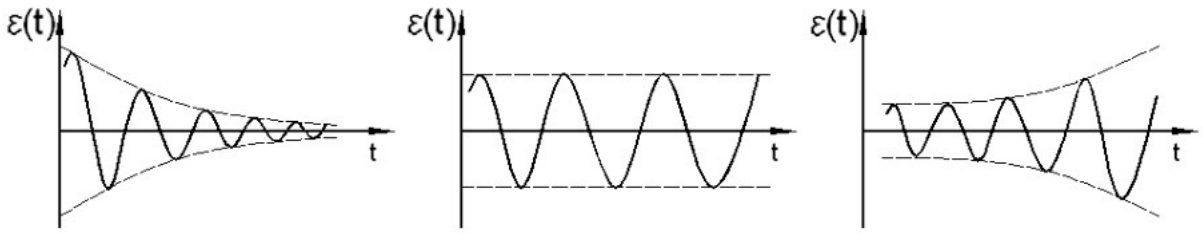
Циклический режим может быть преобразован САР в монотонный путем изменения эквивалентного коэффициента пропорциональности системы, но тогда этот процесс будет иметь большую длительность, что скажется на эффективности торможения. Таким образом, необходимо полагать, что для достижения максимальной эффективности торможения необходимо в начальный момент времени быстро изменять переходной процесс $S(t)$ объекта регулирования и монотонным образом – в процессе дальнейшего затормаживания для достижения идеального (желаемого) процесса торможения, как это показано на рис. 1.3.

1.2.3 Анализ критериев устойчивости САР и показателей качества процесса регулирования

Одной из основных динамических характеристик системы автоматического регулирования является ее устойчивость, то есть способность системы восстанавливать состояние равновесия, из которого она была выведена в результате какого-либо воздействия. В устойчивых системах ошибка регулирования $\varepsilon(t)$ системы в процессе управления должна стремиться к нулю $\varepsilon(t) \to 0$ [30]. На рис. 1.4 показано типичное изменение ошибки регулирования для трех типов САР.

В настоящее время применяется два типа критериев устойчивости САР [32]: алгебраические и частотные.

Алгебраические критерии основаны на анализе коэффициентов характеристического уравнения САР, которое описывает изменение ошибки регулирования во времени. Частотные же критерии основаны на анализе частотных характеристик систем автоматического регулирования. При использовании такого критерия об устойчивости судят по знакам вещественных частей корней характеристического уравнения описывающего, кривую изменения ошибки регулирования.



а) б) в)

Рис. 1.4. Характер изменения ошибки регулирования: а) – устойчивой системы автоматического регулирования; б) – системы автоматического регулирования, работающей на грани устойчивости; в) – неустойчивой системы автоматического регулирования

Очевидно, что такие критерии в достаточной мере способны охарактеризовать затухания переходного процесса $y_0(t)$ системы, то есть частоту и интенсивность ее работы в процессе торможения транспортного средства, но они не применимы для оценки качества регулирования САР в составе транспортного средства, поскольку сам процесс торможения колеса является неустойчивым из-за постоянного изменения сцепных свойств даже на однородной поверхности [36].

Для оценки качества работы системы автоматического регулирования тормозного усилия в настоящее время используется такой обобщенный показатель, как коэффициент использования силы сцепления транспортного средства (ε). Этот показатель является нормативным и используется при сертификации транспортных средств, оборудованных антиблокировочными системами [3].

Предлагаемый в ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [3] (Приложение №13) способ оценки эффективности работы АБС для конкретного транспортного средства в зависимости от полученных экспериментальных результатов позволяет классифицировать их путем присвоения соответствующей категории:

— антиблокировочная система категории 1;

— антиблокировочная система категории 2;

— антиблокировочная система категории 3.

Антиблокировочная система категории 1 должна удовлетворять всем предписаниям (см. раздел 2.2.3), изложенным в Приложении №13 ДСТУ UN/ECE R13 – 09:2002 (Приложение №13) [3].

Антиблокировочная система категории 2 должна удовлетворять всем предписаниям (см. раздел 2.2.3), изложенным в Приложении №13 ДСТУ

UN/ECE R13 – 09:2002, а при испытаниях на «миксте» коэффициент торможения груженого транспортного средства может не удовлетворять предписаниям добавления 3 к Приложению №13 [3].

Антиблокировочная система категории 3 должна удовлетворять всем предписаниям (см. раздел 2.2.3), изложенным в Приложении №13 ДСТУ UN/ECE R13 – 09:2002, кроме испытаний на «миксте», а если имеется на оси хотя бы одно косвенно управляемое колесо, должны соблюдаться предписания Приложения №10 ДСТУ UN/ECE R13 – 09:2002 [3] в отношении расположения кривых реализуемого сцепления на осях в зависимости от загруженого или снаряженного состояния транспортного средства.

При использовании силы сцепления антиблокировочной системой учитывается фактическое возрастание тормозного пути по сравнению с его минимальной теоретической величиной.

Антиблокировочная система считается удовлетворяющей предписаниям, если выполняется условие $0,75 \leqslant \varepsilon \leqslant 1,1$, где ε – коэффициент использования силы сцепления. При полученных значениях $\varepsilon > 1,1$ необходимо провести повторные измерения среднего коэффициента сцепления $\varphi_{\text{ср}}$.

Коэффициент использования силы сцепления (ε) в Приложении №13 предлагается определять при помощи зависимости:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{\varphi_{\text{ср}}}, \tag{1.3}$$

где Z_{AL} — коэффициент торможения с работающей ABS.

Для определения коэффициента использования силы сцепления (ε) в Приложении №13 ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 предлагается метод определения среднего коэффициента сцепления $(\varphi_{\text{ср}})$, который основан на реализуемых сцеплениях передней и задней оси, а также максимальном коэффициенте торможения. Этот метод описан в разделе 2.2.3 данной монографии.

Таким образом, зная средний коэффициент сцепления и коэффициент торможения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования тормозного усилия, представляется возможным в полной мере оценить эффективность работы любой САР на основе такого обобщенного критерия качества, как коэффициент использования силы сцепления (ε).

1.3 Анализ методов расчета пневматического тормозного управления и динамики торможения автомобилей

В мировом автомобилестроении грузовых автомобилей и автобусов пневматическое тормозное управление (ТУ) получило наибольшее распространение. В сравнении с простейшим пневматическим тормозным управлением современное ТУ оснащается электронными системами, которые расширяют его функциональные возможности и повышают надежность тормозного управления в целом. На современное тормозное управление возлагаются различные функции, присущие отдельным системам, которые повышают эффективность торможения, как в тормозном, так и тяговом режиме.

С внедрением электроники в тормозное управление ТС в значительной степени усложняется моделирование всех переходных процессов, протекающих как в пневматическом тормозном приводе, так и при моделировании динамики торможения автомобиля в целом, поскольку необходимо вводить дополнительные, функциональные связи между тормозным механизмом и САР, которые являются элементами привода. Одними из первых таких работ стали работы Попова А.И. [37] и Михалевича Н.Г. [38], которые исследовали влияние электронных компонентов на динамику пневматического тормозного привода и установили взаимосвязи между электронными элементами и пневматической частью привода.

1.3.1 Особенности методов расчета пневматического тормозного привода

Динамика пневматического тормозного привода (ПТП) в значительной мере влияет на эффективность и надежность работы тормозной системы транспортного средства [39–46], в связи с этим, страны-участники Женевского соглашения 1958 г. в своих стандартах и международных документах ввели ограничения и требования в отношении эффективности торможения транспортных средств [1–10].

Работу ПТП характеризуют в зависимости от темпа приведения тормозов в действие двумя типами характеристик [47]: динамической и статической.

Динамическая характеристика строится по времени в зависимости от изменения давления воздуха в каждом элементе ПТП, при экстренном приведении в действие органа управления – посредством тормозной педали за время не более 0,2 с [4, 21].

Статическая характеристика, в отличие от динамической, снимается с отдельных аппаратов, входящих в ПТП, или же с привода в целом при плавном нарастании давления на входе. Если статическая характеристика не удовлетворяет требованиям, то методом подбора, изменяя конструктивные параметры аппаратов или схемы их размещения в ПТП, добиваются необходимых результатов [48].

Для оценки эффективности торможения автотранспортного средства в данной работе при исследовании динамики торможения транспортного средства и динамики пневматического тормозного привода рассматривается только режим экстренного торможения, так как именно в этом режиме проявляются все недостатки конструкции, как пневматического тормозного привода, так и тормозных механизмов.

На основании анализа различных допущений при расчете динамики пневматического тормозного привода в работе [47] Крамской А.В. выделяет три основных направления развития расчетных методов динамики наполнения и опорожнения звеньев привода:

1. Метод расчета с сосредоточенными параметрами.
2. Метод расчета с распределенными параметрами.
3. Метод расчета, сочетающий в себе характерные черты метода с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Методы расчета с сосредоточенными параметрами были разработаны еще в 70-х и 80-х годах XX ст., в этих методах предполагается, что движение газа в полостях элементов привода является установившимся. Основу метода составляет закон сохранения энергии для термодинамических процессов (1.5), а разница заключается в расходных функциях.

Различные расходные функции приведены в разделе 1.3.2 данной монографии.

Во всех методах расчета с сосредоточенными параметрами для определения функции расхода используется безразмерное давление σ, которое определяется отношением давления p_1 в полости за дросселем и давлением p_m в резервуаре перед дросселем, откуда вытекает сжатый воздух.

На основе расходных функций не сложно определить мгновенный массовый расход воздуха через местное сопротивление (дроссель), если воспользоваться зависимостью [43]:

$$G_m = \mu \cdot f \cdot p_m \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \varphi(\sigma), \tag{1.4}$$

где μ — коэффициент расхода;
f — площадь поперечного сечения канала дросселя, м^2;
k — показатель адиабаты $k = 1,4$;
R — газовая постоянная, $R = 287,14$ м$^2/(c^2 \cdot K)$;
$\varphi(\sigma)$ — функция расхода.

При использовании функции расхода (1.11) коэффициент расхода при определении массового расхода воздуха не учитывается.

В общем случае дифференциальное уравнение переходного процесса в ДЕ-звене пневматического тормозного привода имеет вид [43]:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T \cdot G_m}{V},$$

где V — объем наполняемой емкости, м^3.

Для определения характера наполнения (опорожнения) последовательно соединенных ДЕ-звеньев необходимо применить принципы аналогии, определить уравнения расходов для каждого узла пневматического тормозного привода и решить систему обыкновенных дифференциальных уравнений.

Суть метода расчета с распределенными параметрами заключается в расчете наполнения элементов пневматического привода с точки зрения трехмерного истечения воздуха в объем, при этом учитывается изменение температуры и скорости истечения. В таком методе для описания газодинамических процессов используются обычные математические модели газовой динамики и приближенные методы решения кинетических уравнений типа Больцмана [47, 49–52].

В работе [47] предложен метод с распределенными параметрами для расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода, в основу которого положены уравнения Эйлера для описания невязких течений. Переходной процесс при наполнении и опорожнении ДЕ-звена описывается исходя из первого закона термодинамики (1.5).

Автор принимает во внимание то, что тепловая энергия dQ, которая подведена с газом, расходуется на изменение внутренней энергии dU, а также работу расширения газов dL, для определения изменения давления по времени в разветвленной цепи пневматического тормозного привода

$$dQ = dU + dL. \tag{1.5}$$

Первый закон термодинамики, исходя из разветвленности ПТП ТС, а также того, что давление на входе каждого пневмоаппарата или трубопровода меняется не мгновенно, представлен в следующем виде:

$$dH_m - (V dp)_m = d(u_1 \cdot m_1) + p_1 dV_1,$$

где индекс m относится к магистрали, а индекс 1 к полости.

В общем случае дифференциальные уравнения для наполнения и опорожнения звеньев типа «дроссель-ёмкость» [47], можно представить соответственно в виде:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R}{V_1} \cdot \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m \, dt \right) - \frac{R^2}{c_V} \cdot \frac{T_m}{V_1} \cdot \frac{1}{p_m} \cdot \frac{dp_m}{dt} \int_0^t G_m \, dt;$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot \left(\dfrac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \cdot \dfrac{dT_1}{dt} + T_1 \cdot G_1 \right) + k \cdot p_1 \cdot \dfrac{dV_1}{dt}}{(k-2) \cdot V_1}.$$

Для решения уравнений в качестве расходной функции G_m логично применение уравнения (1.4) с функциями расхода (1.10) и (1.11).

В уравнении (1.4) мгновенные значения коэффициентов расхода можно определить по следующим зависимостям [47]:

— для процесса наполнения при надкритическом режиме

$$\mu_i = 1,0432 \cdot \frac{V}{(t_i - t_{i-1}) \cdot p_m \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot (p_i - p_{i-1});$$

— для процесса наполнения при подкритическом режиме

$$\mu_i = \frac{1,8898 \cdot V}{(t_i - t_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{p_i}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{i-1}}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right);$$

— для процесса опорожнения при надкритическом режиме

$$\mu_i = 0,4891 \cdot \frac{V \cdot {p_1}^{\frac{k-1}{2 \cdot k}}}{(t_i - t_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left({p_2}^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} - {p_1}^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} \right).$$

Коэффициент расхода для процесса опорожнения при подкритическом режиме не определяется, поскольку истечение воздуха из ПТП происходит в атмосферу, а минимальное давление для перехода в этот режим составляет 0,192 МПа.

Такой расчетный метод [47] исследования динамики движения сжатого воздуха в звеньях ПТП позволяет с достаточной точностью моделировать трехмерные вязкие турбулентные течения и определять динамические характеристики ПТП с погрешностью, не выше 7,23 %.

1.3.2 Функции расхода для расчета пневматического тормозного привода

В научной и исследовательской практике динамику ПТП принято оценивать временными параметрами срабатывания тормозной системы, то есть промежутком времени от момента приложения усилия к тормозной педали водителем до момента нарастания давления в тормозных камерах привода на величину $0,75 \cdot P_{max}$ (рис. 1.5).

В работах [43, 44, 53, 54] для описания наполнения пневматической ветви привода использовалась функция (1.6):

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{2 \cdot k \cdot (\xi - \ln \sigma)}}. \tag{1.6}$$

А в работе [42] была использована функция вида (1.7):

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^{\frac{2}{k}}}{2 \cdot (k \cdot \xi - \ln \sigma)}}. \tag{1.7}$$

Но использование данных функций расхода возможно только при известных справочных коэффициентах гидравлического сопротивления ξ звеньев ПТП.

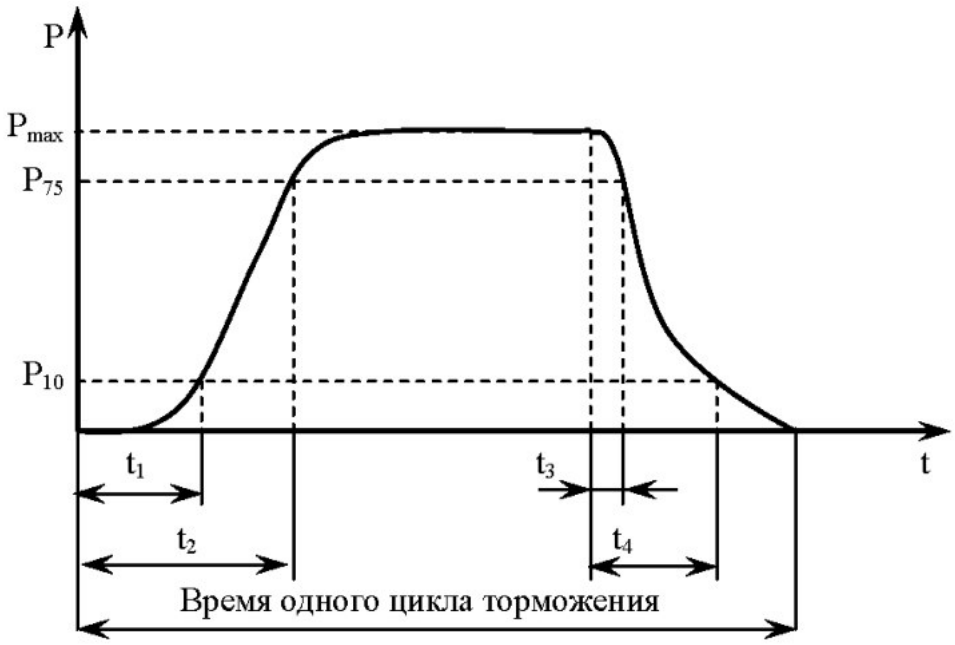


Рис. 1.5. Примерная динамическая характеристика пневматического тормозного привода транспортного средства: t_1 – время запаздывания привода при торможении (промежуток времени между моментом приложения усилия к тормозной педали и нарастанием давления в ПТП до величины P_{10}, которая составляет 10% от P_{max}); t_2 – время срабатывания привода (промежуток времени от момента приложения усилия к тормозной педали водителем и нарастанием давления в ПТП до величины P_{75}, которая составляет 75% от P_{max}); t_3 – время запаздывания при растормаживании привода (промежуток времени между моментом уменьшения усилия, приложенного к тормозной педали водителем, и падением давления в ПТП до величины P_{75}); t_4 – время полного растормаживания привода (промежуток времени от момента уменьшения усилия на тормозной педали водителем и падением давления в ПТП до величины P_{10})

Сен-Венан и Ванцель [39] предложили для определения массового расхода воздуха полученную теоретически при докритическом режиме течения газа через геометрическое сопло следующую функцию:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k-1}\left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \tag{1.8}$$

Метлюк Н.Ф. в своих работах [35, 55] предлагает функцию расхода (1.9), которая с достаточной точностью позволяет определять массовый расход воздуха, как в простейших, так и сложных многоконтурных пневматических тормозных приводах.

Функция расхода (1.9) получена автором из статистического анализа экспериментальных данных для типовых звеньев ПТП

$$\varphi(\sigma) = A_{11}\frac{1-\sigma}{B_{11}-\sigma}. \tag{1.9}$$

Если принять максимальное значение функции расхода равной функции расхода для надкретического режима течения газа, которая получена Сен-Венаном и Ванцелем, то формула (1.9) примет вид:

$$\varphi(\sigma) = 0,2588 \cdot B_{11} \cdot \frac{1-\sigma}{B_{11}-\sigma}\sqrt{\frac{2}{k-1}}. \tag{1.10}$$

Авторы в работе [42] предложили функцию расхода (1.11), при использовании которой для нахождения массового расхода воздуха не учитывается коэффициент расхода, а это позволяет без дополнительных, трудоемких вычислений исследовать практически любые, переходные процессы в пневматическом тормозном приводе ТС

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k-1}\left(\sigma^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \sigma^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}}\right)}. \tag{1.11}$$

Для определения функции расхода (1.11) дополнительно учитывается начальное давление p_0 за дросселем, которое является константой и равно атмосферному давлению.

1.3.3 Методы расчета динамики торможения транспортного средства

Современное транспортное средство, обладая большой кинетической энергией, является повышенным источником опасности, поэтому его динамике торможения уделяется большое внимание, как украинских, так и зарубежных исследователей [23, 56–62].

Поскольку транспортное средство является сложной механической системой, в процессе торможения происходит перемещение его отдельных элементов относительно друг друга, что сказывается на выходных параметрах транспортного средства. Таким образом, например, перераспределение веса по осям транспортного средства приводит к первоочередному блокированию задних колес, что влечет за собой потерю

устойчивости, а блокирование передних колес, в случае торможения на льду, делает автомобиль неуправляемым.

Исследование параметров движения ТС при торможении с учетом всех связей его отдельных элементов представляет собой задачу высокой сложности, которая требует сложного математического аппарата и применения теории случайных возмущающих процессов.

Проведенный анализ литературных источников [17, 21, 56–61, 63–72] показал, что при исследовании динамики торможения транспортных средств, в зависимости от принятых допущений, используется шесть моделей динамики торможения транспортного средства (рис. 1.6).

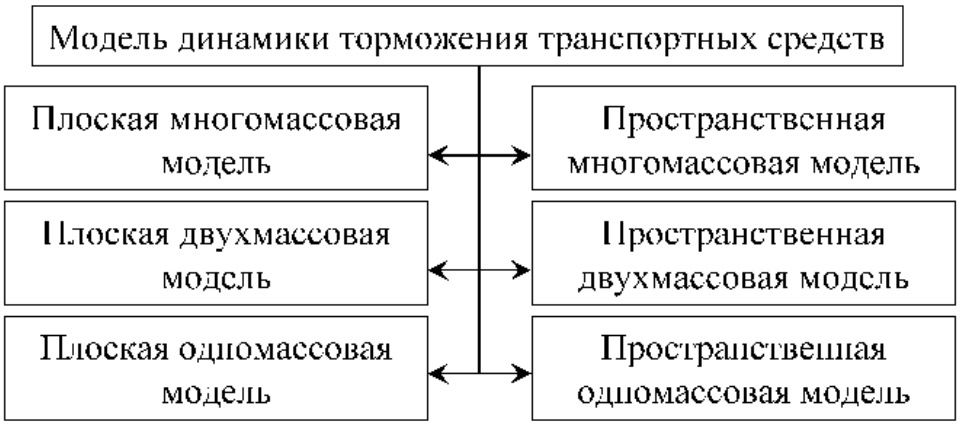


Рис. 1.6. Модели динамики торможения транспортных средств

Выбор модели динамики торможения зависит от математического аппарата исследователя и программного оборудования для выполнения расчетно-вычислительных работ. При отсутствии быстродействующих компьютеров исследователи динамики торможения транспортных средств вынуждены применять ряд допущений, которые не всегда отражают реальность происходящих физических процессов.

При составлении уравнений движения плоской одномассовой модели авторы [68, 73] полагают, что левое и правое колесо нагружено одинаковыми нормальными, касательными и боковыми силами, таким образом, рассматривается транспортное средство, у которого два колеса одной оси объединены в одно. При этом ведущее, неуправляемое колесо имеет одну степень свободы, вращение относительно центра колеса, а ведомое управляемое – две, вращение относительно центра колеса и поворот относительно вертикальной оси. Такая модель не позволяет оценить влияние перераспределения вертикальных нагрузок по бортам транспортного средства.

Приближенно, влияние перераспределения на характер движения транспортного средства может быть исследовано при помощи одномассовой пространственной модели [67, 68], решив всего шесть линейных дифференциальных уравнений, характеризующих движение твердого тела в пространстве. Для решения уравнений необходимо введение дополнительных взаимосвязей, поскольку задача является статически неопределимой, при этом авторы [67, 68, 73, 74] принимают ряд допущений, в соответствии с которыми количество неизвестных в этих уравнениях становится равным количеству уравнений. При использовании пространственной одномассовой модели перераспределение нормальных реакций между колесами будет существенно зависеть от принятого допущения о распределении момента от действия поперечной составляющей силы инерции.

Поэтому ряд исследователей используют двухмассовые модели, в которых принимают во внимание упругую связь между подрессоренными и неподрессоренными массами, вызывающую увеличение боковых реакций на колесах вследствие поворота подрессоренных частей транспортного средства относительно оси крена кузова. При использовании двухмассовой плоской или пространственной модели, количество уравнений и их вид может меняться в зависимости от принятых допущений исследователем.

Очевидно, что одномассовые и двухмассовые модели не отражают реальной картины динамики движения транспортного средства, поскольку в этих моделях принимается прямолинейное движение и не учитывается динамика рулевого управления и тормозного привода.

Влияние динамических процессов рулевого управления на характер движения транспортного средства изучено различными авторами [67]. При исследовании управляемости и устойчивости используются сложные многомассовые модели, которые в зависимости от исследуемой проблемы позволили решить ряд задач, связанных с управляемостью и устойчивостью транспортного средства.

При исследовании общего случая динамики торможения, для описания взаимодействия различных элементов изучаемой системы, необходимо применение теории автоматического управления, которая позволяет представить транспортное средство в виде совокупности взаимодействующих динамических звеньев. Изучение вопроса динамики торможения транспортного средства показало, что при оценке эффективности торможения с системами автоматического регулирования

следует учитывать динамику тормозного привода, поскольку именно тормозной привод, являясь динамическим звеном системы «автомобиль», оказывает непосредственное влияние на характеристики движения транспортного средства в целом.

Основываясь на теории автоматического управления, можно выделить два класса технических задач, активно решаемых в современном автомобилестроении [30–32]:

— управление движением механических объектов;

— управление электротехническими объектами.

Целью первой технической задачи является управление движением транспортного средства через задание желаемых значений координат и скоростей движения в конкретный момент времени, на определенных участках дороги.

Вторая техническая задача, цель которой обеспечить максимальную эффективность работы электромеханических устройств, в зависимости от изменяющегося управляющего сигнала, решает проблему быстродействия изменения желаемых значений координат и скоростей движения первой технической задачи.

В соответствии с общими принципами создания систем автоматического регулирования современные транспортные средства можно представить в виде семи функциональных блоков (рис. 1.7).

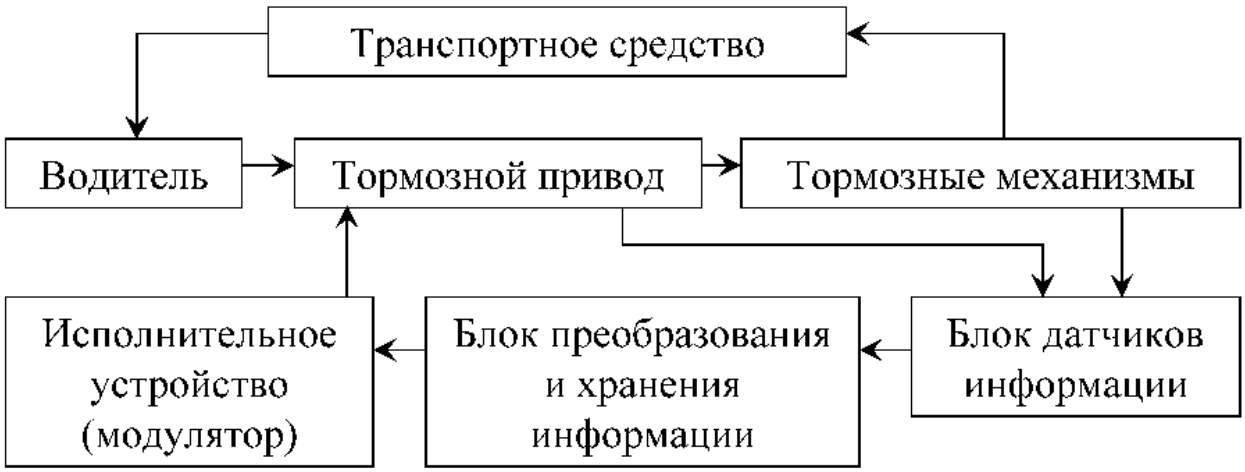


Рис. 1.7. Блок-схема транспортного средства с системой автоматического регулирования

Следует отметить, что информация об объекте управления содержится, как правило, в виде текущих значений напряжения (сигналы аналогового типа) или же в виде кодированных последовательностей импульсов (сигналы цифрового или кодированного типа), которые в полной

мере отражают состояние различных физических процессов, протекающих в конкретный момент времени торможения ТС.

В настоящее время исследование влияния систем автоматического регулирования на процесс торможения можно разделить на три направления:

– исследование устройств автоматического регулирования как звена тормозного привода;

– исследование влияния устройств автоматического регулирования на эффективность торможения;

– исследование устойчивости и управляемости с устройствами автоматического регулирования.

Все направления активно исследуются во всех странах мира, так как системы автоматического регулирования законодательно утверждаются в качестве обязательного оборудования на различных транспортных средствах. Основой законодательного утверждения таких систем на транспортных средствах послужило Женевское соглашение, подписанное странами Европы в 1958 году (Правила №13 ЕЭК ООН). Сегодня Украина является одним из участников этого соглашения.

1.3.4 Анализ эмпирических и аналитических методов расчета реализуемого сцепления

При исследовании динамики торможения транспортного средства с системой автоматического регулирования перед исследователем возникает вопрос выбора математической модели реализуемого сцепления шины с опорной поверхностью. Задача теоретического определения и анализа реализуемого сцепления является одной из наиболее сложных и наукоемких в теории автомобиля, поскольку на тормозящее колесо оказывает влияния множество изменяющихся факторов (скорость движения, тип опорной поверхности, свойства шин и др.).

Реализуемое сцепление колеса с опорной поверхностью (f_x) характеризует величину тормозной силы, возникающей в контакте колеса с дорогой, при затормаживании последнего в заданных нагрузочных, скоростных и сцепных условиях (рис. 1.8).

В общем случае f_x можно определить из выражения [33]:

$$f_x = \frac{R_x}{N_i j}. \tag{1.12}$$

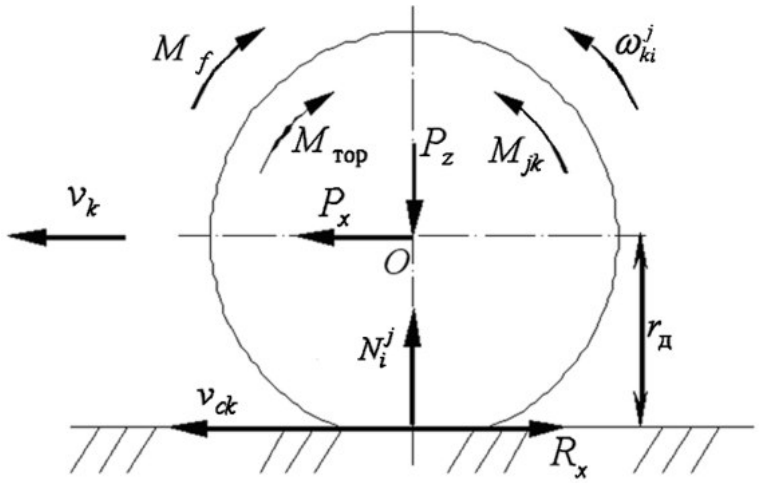


Рис. 1.8. Расчетная схема качения автомобильного колеса по опорной поверхности в тормозном режиме: ν_k — линейная скорость движения центра колеса, равная скорости V_x транспортного средства, м/с; ν_{ck} — скорость скольжения колеса относительно поверхности, м/с; P_z — вертикальная нагрузка на колесо, H; P_x — продольная толкающая сила, H; R_x — реализуемая тормозная сила, H; ${\omega^j}_{ki}$ — угловая скорость $j-$ го колеса $i-$ й оси, c^{-1}; $r_д$ — динамический радиус колеса, м; ${N_i}^j$ — нормальная реакция дороги на $j-$ м колесе $i-$й оси, H; M_{TOP} — тормозной момент, подведенный к колесу, $H \cdot$ м; M_{jk} — инерционный момент колеса, $H \cdot$ м; M_f — момент сопротивления качению колеса, $H \cdot$ м

Значение параметра f_x часто представляется в виде функции проскальзывания колеса S, которое определяется зависимостью [33]:

$$S = \frac{\nu_{ck}}{\nu_k}.$$

График функции $f_x = f(S)$ получил название «$f - S$ диаграмма» (рис. 1.9), и именно она чаще всего используется при моделировании динамики торможения колеса, снабженного той или иной системой автоматического регулирования.

Известен ряд математических зависимостей, которые описывают характер изменения «$f - S$ диаграммы», на основе предварительно полученных экспериментальных данных [59, 75–77].

Зависимость Pacejka' 89 [75]. Данная зависимость является наиболее популярной среди исследователей динамики торможения транспортных средств. Она названа в честь известного голландского специалиста в области теории автомобиля H. Pacejka.

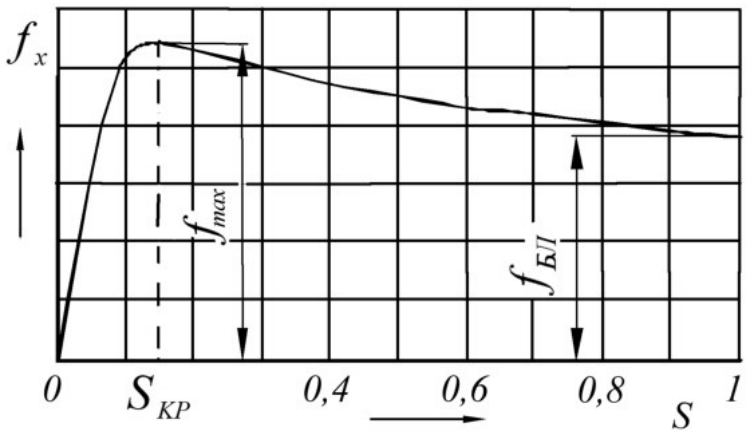


Рис. 1.9. Примерный вид «$f - S$ диаграммы»: f_{max} — максимальное реализуемое сцепление; $f_{\text{БЛ}}$ — коэффициент трения шины о дорогу при блокировании колеса; S_{KP} — проскальзывание колеса, соответствующее максимальному реализуемому сцеплению (критическое проскальзывание)

Согласно исследованиям H. Pacejka, функция f_x представляется как аппроксимирующая эмпирическая зависимость вида:

$$f_x = D_0 \cdot \sin(C \cdot \arctan(B_s \cdot s^* - E \cdot (B_s \cdot s^* - \arctan(B_s \cdot s^*)))) + S_v, \quad (1.13)$$

где C – коэффициент, определяющий вид «$f - S$ диаграммы» (выбирается в пределах $2 \div 2,5$);

D_0 – коэффициент, определяющий значение максимума реализуемого сцепления $D = f_{max}$;

B_s – коэффициент, определяющий критическое проскальзывание колеса S_{KP}, выбирается в пределах $5 \div 10$;

E – коэффициент, определяющий коэффициент трения шины о поверхность в момент блокирования колеса ($0,95 \div 1,05$);

S_v – вертикальное смещение «$f - S$ диаграммы».

s^* – продольное проскальзывание колеса с учетом смещения начала «$f - S$ диаграммы»:

$$s^* = S + S_h,$$

где S_h – горизонтальное смещение «$f - S$ диаграммы».

Зависимость Burckhardt [76]. Это вторая по распространенности зависимость, используемая для описания изменения реализуемого сцепления в зависимости от проскальзывания. Она представлена экспоненциальной зависимостью вида:

$$f_x = \left(A_1 \cdot \left(1 - e^{-A_2 \cdot S}\right) - A_3 \cdot S\right) \cdot e^{-A_4 \cdot S \cdot V_x}, \quad (1.14)$$

где A_1 – коэффициент, равный максимуму кривой «$f - S$ диаграммы»:

$$A_1 = f_{max};$$

A_2 – коэффициент, определяющий форму «$f - S$ диаграммы»:

$$A_2 \cdot e^{A_2 \cdot S_{KP}} = \frac{A_3 \cdot 1000}{A_1};$$

A_3 – коэффициент, который учитывает падение реализуемого сцепления от максимума до коэффициента трения шины о поверхность в момент блокирования колеса:

$$A_3 = f_{max} - f_{\text{БЛ}};$$

A_4 – коэффициент, характеризующий влажность окружающей среды (принимается равным $0,02 \ldots 0,04$).

Зависимость Denny [59]. Mark Denny – известный немецкий исследователь – предложил использовать для описания «$f - S$ диаграммы» модифицированную модель авторов U. Kiencke и A. Daiss. Предложенная им зависимость имеет вид:

$$f_x = \frac{a_0 \cdot S}{b_0 + c_0 \cdot S + S^2}, \tag{1.15}$$

где a_0, b_0, c_0 – коэффициенты, зависящие от f_{max}, $f_{\text{БЛ}}$ и критического проскальзывания S_{KP}, которые можно определить при помощи зависимостей:

$$\begin{cases} a_0 = \dfrac{f_{max} \cdot f_{\text{БЛ}} \cdot (1 - S_{KP})^2}{f_{max} - f_{\text{БЛ}}} \\ b_0 = S_{KP}^2 \\ c_0 = \dfrac{f_{\text{БЛ}} \cdot (1 + S_{KP})^2 - 2 \cdot S_{KP} \cdot f_{max}}{f_{max} - f_{\text{БЛ}}} \end{cases}$$

Зависимость «Парабол». В работе [77] для описания «$f - S$ диаграммы» при моделировании динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования предлагается использовать зависимость, построенную на основе уравнений парабол:

$$f_x = \begin{cases} a_1 \cdot S^2 + b_1 \cdot S, & \text{при } S \leqslant S_{KP} \\ a_2 \cdot S^2 + b_2 \cdot S + c_1, & \text{при } S > S_{KP}. \end{cases} \tag{1.16}$$

Для определения коэффициентов a_1, b_1, a_2, b_2 и c_2 необходимо решение системы уравнений (1.17), приведенной ниже:

$$\begin{cases} a_1 = \dfrac{S_{KP} \cdot d_0 - f_{max}}{S^2{}_{KP}} \\ b_1 = \dfrac{2 \cdot f_{max} - d_0 \cdot S_{KP}}{S_{KP}} \\ c_1 = \dfrac{S^2{}_{KP}(f_{\text{БЛ}} + d_1) - S_{KP}(2 \cdot f_{max} + d_1) + f_{max}}{S^2{}_{KP} - 2 \cdot S_{KP} + 1} \\ a_2 = \dfrac{S_{KP} \cdot d_1 - f_{max} + c_1}{S^2{}_{KP}} \\ b_2 = \dfrac{2 \cdot (f_{max} - c_1) - d_1 \cdot S_{KP}}{S_{KP}}. \end{cases} \tag{1.17}$$

Таким образом, задаваясь коэффициентом трения при полностью заблокированных колесах $f_{\text{БЛ}}$, максимальным реализуемым сцеплением f_{max}, критическим проскальзыванием S_{KP} и величинами прогиба парабол (первой $d_0 = -0,5 \div 0,1$ и второй $d_1 = -0,5 \div 0$ ветви), можно определить характер изменения функции f_x при моделировании процессов протекающих во времени.

Коэффициент трения $f_{\text{БЛ}}$ шины о дорогу при полностью заблокированном колесе, как показывают исследования Ракляра А.М. [78], проведенные на полигоне НАМИ, существенно зависит от скорости движения транспортного средства и практически не зависит от давления в шине и нагрузки на шину. В своей работе Ракляр А.М. предложил для описания характера изменения коэффициента трения шины о дорогу, при полностью заблокированном колесе, зависимость вида:

$$f_{\text{БЛ}} = \varphi_0 \cdot e^{\left(-d \cdot \sqrt[3]{3,6 \cdot V_x}\right)}. \tag{1.18}$$

Предложенная Ракляром А.М. зависимость позволяет описать изменение коэффициента трения, как диагональных, так и радиальных шин о дорогу с точностью до 10%.

Структура формулы (1.18) такова, что в ней параметр φ_0 характеризует величину коэффициента трения при скорости, близкой к нулю, а параметр d характеризует быстроту падения коэффициента трения от скорости движения транспортного средства.

Приведенные Ракляром А.М. данные о изменении φ_0 и d для сухих и мокрых некоторых поверхностей представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения φ_0 и d согласно исследованиям дорог автополигона НАМИ

Шины	Тип дороги	φ_0	d
Диагональные	Сухой асфальт	$1,096 \pm 0,051$	$0,116 \pm 0,014$
	Мокрый асфальт	$0,857 \pm 0,007$	$0,141 \pm 0,007$
	Сухой бетон	$1,054 \pm 0,064$	$0,108 \pm 0,013$
	Мокрый бетон	$0,906 \pm 0,024$	$0,160 \pm 0,012$
	Сухая брусчатка	$1,217 \pm 0,050$	$0,143 \pm 0,090$
	Мокрая брусчатка	$0,655 \pm 0,014$	$0,286 \pm 0,013$
Радиальные	Сухой асфальт	$1,134 \pm 0,056$	$0,171 \pm 0,008$
	Мокрый асфальт	$0,898 \pm 0,021$	$0,155 \pm 0,007$
	Сухой бетон	$1,003 \pm 0,046$	$0,139 \pm 0,013$
	Мокрый бетон	$0,883 \pm 0,027$	$0,155 \pm 0,015$
	Сухая брусчатка	$1,249 \pm 0,064$	$0,131 \pm 0,070$
	Мокрая брусчатка	$0,619 \pm 0,049$	$0,225 \pm 0,020$

Сравнивание зависимостей (1.13), (1.14), (1.15) и (1.16) с экспериментальными данными показало, что зависимость *Pacejka'89* и зависимость *«Парабол»*, которые описывают реализуемое сцепление от величины проскальзывания S, более универсальны и могут быть настроены под любой вид «$f - S$ диаграммы», полученной в результате блокирования колеса (рис. 1.10).

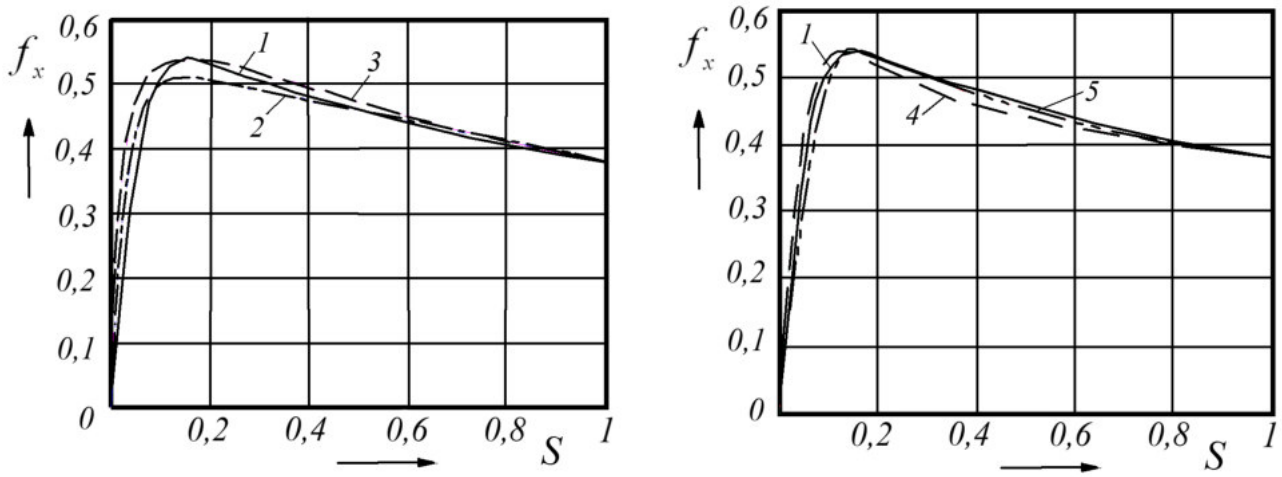


Рис. 1.10. Сравнение зависимостей, описывающих «$f - S$ диаграмму»:
1 – экспериментально полученная кривая; 2 – зависимость *Burckhardt*;
3 – зависимость *Denny*; 4 – зависимость *Pacejka'89*;
5 – зависимость *«Парабол»*

Относительное отклонение кривых, построенных по представленным математическим зависимостям от экспериментальной кривой, для удобства анализа сведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Относительное отклонение значений Δf_{max} и ΔS_{KP}

Зависимость	Δf_{max}	ΔS_{KP}
Denny	$< 1\,\%$	$5\,\%$
Burckhardt	$5\,\%$	$8\,\%$
Pacejka'89	$< 1\,\%$	$2\,\%$
«Парабол»	$< 1\,\%$	$< 1\,\%$

Реализуемое сцепление в стендовых условиях определялось в соответствии с выражением вида [33]:

$$f_x = \frac{M_{TOP} - I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}}{P_z \cdot r_{\text{д}}}, \tag{1.19}$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение колеса, полученное при помощи датчика АДЮИ.40711.003М4, с$^{-2}$;

I_k — момент инерции колеса, кг·м^2.

Перед испытаниями все датчики были протарированы на образцовых установках в лабораториях кафедры автомобилей и кафедры мостов, конструкций и строительной механики Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ).

Экспериментальная кривая реализуемого сцепления f_x на рис. 1.10 была получена при следующих начальных условиях: усилие прижатия колеса к беговому барабану 25000 Н; начальная скорость торможения 60 км/ч; давление в шине $0,65$ МПа; максимальное давление в тормозной камере $0,8$ МПа; время срабатывания тормозного крана $0,18$ с; время наполнения тормозной камеры от 0 до $0,8$ МПа – $0,5$ с.

Тормозной момент фиксировался датчиком $LPX-10000$ на длине рычага $0,72$ м, который жестко связан с опорами тормозных колодок. Вертикальная нагрузка на колесо (усилие прижатия колеса к барабану) определялась при помощи датчика давления $MPX5999D$, расположенного в корпусе нагрузочного цилиндра большого инерционного стенда ХНАДУ (давление имеет пропорциональную связь с усилием на штоке нагрузочного цилиндра).

Параметры инерционного стенда ХНАДУ: динамический радиус автомобильного колеса $r_{\text{д}} \approx 0,485$ м; тормозная камера тип 20; радиус металлического бегового барабана $r_b \approx 0,48$ м; момент инерции массы стенда $I_b \approx 780$ кг·м^2; момент инерции колеса $I_k \approx 16$ кг·м^2.

Анализ литературных источников [36, 72, 77, 79–82] показал, что на одной и той же поверхности максимальное реализуемое сцепление шины является непостоянной величиной и может изменяться в широких пределах в зависимости от сочетания различных эксплуатационных факторов.

Основными эксплуатационными факторами, которые влияют на максимальное реализуемое сцепление, является: начальная скорость торможения транспортного средства и нагрузка, приходящаяся на колесо. В процессе торможения транспортного средства они являются непостоянными величинами, что усложняет исследования явлений, протекающих в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Исследования влияния эксплуатационных факторов (начальной скорости торможения V_H; хода штока тормозной камеры h; дросселя, установленного перед тормозной камерой D; нагрузки приходящейся на колесо N) на экстремальную область «$f - S$ диаграммы» (область вблизи максимума реализуемого сцепления), при помощи факторного стендового эксперимента, качения автомобильного колеса, оборудованного шиной 11.00-R20, по металлическому беговому барабану, с эффективностью приближенной к максимальной [83], показывает непостоянство f_{max} даже на однородной поверхности. В связи с этим моделирование динамики движения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования, например АБС, необходимо выполнять с учетом изменения f_{max} (см. раздел 4.2.2), что позволит оценить на стадии проектирования системы автоматического регулирования тормозного усилия ее влияние на динамику торможения транспортного средства в различных нагрузочных, скоростных и сцепных условиях движения транспортного средства.

Результаты экспериментальных исследований, опубликованные в работе [83] (табл. 1.3), позволили получить уравнения регрессии (1.20) и (1.21), которые, с достаточной точностью описывают достигнутое установившееся замедление ($j_{\text{уст}}$) инерционного стенда при различном сочетании факторов, а также достигнутое критическое проскальзывание (S_{KP}) при качении эластичного колеса по металлическому барабану с эффективностью близкой к максимальной.

Таблица 1.3

План-матрица и результаты факторного эксперимента

№	Факторы				Отклики, их обозначения и величины					
	h, мм	V_H, км/ч	N, Н	D, мм	t_4, с	f_{max}	S_{KP}, %	$j_{\text{уст}}$, м/с^2	M^{CP}_{TOP}, Н·м	P_{TK}, кПа
1	40	20	8800	8	1,45	1,668	30	4,38	6192	565
2	40	20	8800	1	2,15	1,451	20	3,81	6781	770
3	20	20	25500	8	1,24	0,716	25	5,45	7360	600
4	20	60	8800	4,5	4,4	1,409	17	3,7	5403	550
5	40	60	8800	8	4,5	1,222	18	3,21	5309	525
6	20	20	17150	1	1,7	0,865	16	4,43	7950	760
7	40	20	25500	8	1,32	0,652	30	4,96	7350	645
8	40	60	25500	1	4,5	0,591	22	4,5	6860	700
9	20	60	25500	1	4	0,604	20	4,6	6780	710
10	40	60	25500	8	4,17	0,447	20	3,4	6170	610
11	30	20	8800	4,5	1,7	1,321	17	3,47	5180	520
12	20	60	17150	8	3,8	0,776	20	3,97	6400	595
13	40	20	25500	1	2,2	0,64	23	4,87	7035	770
14	30	60	8800	1	4,9	1,588	22	4,17	5910	550
15	40	60	17150	1	4,85	0,787	715	4,03	6216	690
16	20	20	8800	8	1,68	1,47	18	3,86	5160	480
17	20	40	25500	4,5	2,25	0,608	26	4,63	7675	670
18	20	60	8800	1	4,7	1,527	20	4,01	5815	610
19	30	20	25500	1	1,85	0,595	23	4,53	8476	800
20	20	60	25500	8	3,55	0,486	23	3,7	6663	585
21	20	40	8800	8	2,8	1,66	25	4,36	5860	530
22	20	20	8800	1	1,65	1,854	18	4,87	8476	790
23	40	20	17150	4,5	1,5	0,889	22	4,55	6216	635
24	30	40	17150	8	2,5	0,969	23	4,96	6557	580
25	40	40	8800	1	3,45	1,652	25	4,34	6898	690

$$\begin{aligned} j_{\text{уст}} &= 1,85 + 0,1 \cdot V_H + 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot N - \\ &- D \cdot (0,12 + 0,0033 \cdot V_H - 0,029 \cdot D) - \\ &- 10^{-3} \cdot (1,28 \cdot V_H^2 + 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot N^2); \end{aligned} \tag{1.20}$$

$$\begin{aligned} S_{KP} &= -2,7 - 0,7 \cdot D - 9 \cdot 10^{-4} \cdot N + 0,2 \cdot D^2 + \\ &+ V_H \cdot (1,22 - 0,018 \cdot D) - 0,0117 \cdot V_H + \\ &+ h \cdot (0,45 - 0,009 \cdot V_H) + 3 \cdot 10^{-8} \cdot N^2. \end{aligned} \tag{1.21}$$

Основываясь на экспериментальных исследованиях, приведенных в табл. 1.3, было получено уравнение регрессии (1.22) [83], описывающее изменение максимального реализуемого сцепления (f_{max}) в зависимости от сочетания основных эксплуатационных факторов с погрешностью, не превышающей в среднем 6 %. Погрешность увеличивается с уменьшением начальной скорости торможения. Полином справедлив при взаимодействии шины с опорной поверхностью, коэффициент трения которой равен $f_{\text{БЛ}} = 0,35 \div 0,45$.

$$\begin{aligned} f_{max} &= 2,55 - 0,027 \cdot h + 0,034 \cdot V_H - 1,346 \cdot 10^{-4} \cdot N - \\ &- h \cdot \left(9,8 \cdot 10^{-5} \cdot V_H - 2,85 \cdot 10^{-7} \cdot N\right) + \\ &+ 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot D + 4,85 \cdot 10^{-8} \cdot V_H \cdot N - \\ &- D \cdot \left(6,2 \cdot 10^{-4} \cdot V_H - 8,36 \cdot 10^{-7} \cdot N + 0,11175\right) + \\ &+ 10^{-4} \cdot \left(3,4 \cdot h^2 - 4,1 \cdot V_H^2 + 105 \cdot D^2 + 0,000021 \cdot N^2\right). \end{aligned} \tag{1.22}$$

Следует отметить, что максимальное реализуемое сцепление (f_{max}) не всегда можно приравнять к коэффициенту торможения (z_{max}). В большинстве случаев соблюдается неравенство:

$$j_{\text{уст}} = z_{max} \cdot g \neq f_{max} \cdot g. \tag{1.23}$$

В уравнении (1.23) коэффициент торможения (z_{max}) является функцией от максимального реализуемого сцепления (f_{max}). Для инерционного стенда, на котором проводился факторный эксперимент, функция коэффициента торможения (z_{max}) имеет вид:

$$z_{max} = \frac{f_{max} \cdot N \cdot r_{\text{д}} \cdot r_b}{I_b \cdot g}. \tag{1.24}$$

Анализ результатов, приведенных в табл. 1.3, показал, что тормозной момент на 21 % зависит от начальной скорости торможения ТС; на 20 % зависит от нагрузки, приходящейся на колесо; на 10 % зависит от хода штока тормозной камеры; на 7 % зависит от дросселя, установленного перед тормозной камерой на удалении 0,4 м.

Анализ изменения f_{max} при различном сочетании факторов показал, что максимальное реализуемое сцепление увеличивается с уменьшением нагрузки на колесо и начальной скорости торможения. Уменьшение дросселя перед тормозной камерой способствует более эффективному затормаживанию колеса. Уменьшение хода штока тормозной камеры оказывает негативное влияние на работу системы автоматического регулирования тормозного усилия.

1.3.5 Физическая модель продольной реализуемой силы сцепления

Взаимодействие шины с опорной поверхностью определяется, прежде всего, сцепными свойствами шины. В теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов, сцепные свойства характеризуются реализуемым сцеплением f_x (удельной тормозной или тяговой силой) которое изменяется при изменении параметров движения колеса. Физическую сущность реализуемого сцепления обычно представляют в виде зависимости (1.12). Где продольная реализуемая сила сцепления (R_x) является не постоянной величиной и зависит от множества факторов: скорости поступательного перемещения центра колеса, нагрузки на колесо ($N_i{}^j$), давления воздуха в шине, конструкции и материала шины, рисунка протектора шины и степени его износа, момента инерции колеса, величины подводимого тормозного момента, а так же типа и состояния дорожного покрытия. Поэтому её величина представляет интерес для исследователей автомобильной отрасли.

Известно, что кривая изменения продольной реализуемой силы сцепления имеет характерно выраженные точки (рис 1.11):

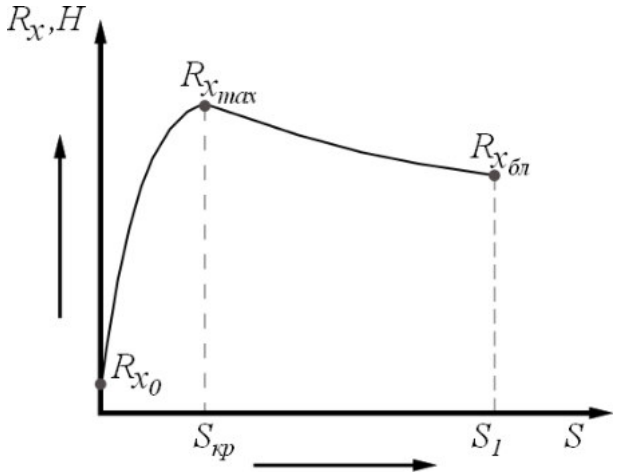


Рис. 1.11. Кривая изменения продольной реализуемой силы сцепления: R_{x_0} – сила сопротивления качанию при свободном качении колеса; $R_{x_{max}}$ – максимальная реализуемая сила сцепления колеса с опорной поверхностью при критическом скольжении (буксовании) $S_{KP} \approx 0,15 \div 0,3$; $R_{x_{бл}}$ – реализуемая сила сцепления колеса с опорной поверхностью при полном скольжении (буксовании) $S_1 = 1$

Очевидно, что для построения кривой изменения продольной реализуемей силы сцепления от проскальзывания необходимы значения этих характерно выраженных точек.

На сегодняшний день, основываясь на экспериментальных данных, ряд авторов предложили эмпирические зависимости (1.13), (1.14), (1.15), (1.16), позволяющие описать характер изменения продольной реализуемой силы сцепления (R_x) колеса с опорной поверхностью в зависимости от проскальзывания, если умножить f_x на ${N_i}^j$ (см. раздел 1.3.4).

Однако, поскольку в основу этих зависимостей положены постоянные коэффициенты, которые в большинстве случаев являются заранее неизвестными, использование этих зависимостей не всегда является оправданным, с точки зрения точности и адекватности полученных решений.

Анализируя альтернативные теории описания продольной реализуемой силы сцепления колеса, с опорной поверхностью основанные на свойствах шины и её взаимодействии с опорной поверхностью обратила на себя внимание так называемая теория крипа [84]. В основу, которой положено предположение, что реализуемая сила, в пятне контакта шины с опорной поверхностью, определяется как произведение крутильной жесткости шины на угол её закрутки, отнесенное к динамическому радиусу колеса.

$$R_x = \frac{C_x \cdot \xi_x}{r_д}, \tag{1.25}$$

где C_x – крутильная жесткость шины, Н·м/рад;

ξ_x – угол закрутки шины, рад.

Теория крипа интересна тем, что составляющие уравнения (1.25) позволяют учесть влияние некоторых динамически меняющихся факторов. В уравнении (1.25) крутильная жесткость является физическим свойством шины, а угол закрутки позволяет учесть соответственно влияние сцепных свойств пары трения «шина-опорная поверхность».

Анализ научно технической литературы в отношении параметров составляющих уравнения (1.25) показал, что изменение крутильной жесткости для различных типоразмеров шин широко освещено в работах В.И. Кнороза [82, 85]. Основываясь на исследованиях, приведённых в этих работах, получена эмпирическая зависимость (1.26), которая позволяет описать изменение крутильной жесткости шины от давления воздуха в ней и нагрузки на колесо.

$$C_x = \left(100 - \frac{B_0}{C_x^{p_{max}}} \cdot e^{-10 \cdot B_1 \cdot p^2}\right) \left(616 \cdot \ln\left(\frac{{N_i}^j}{g}\right) - 3490\right), \tag{1.26}$$

где p – давление в шине, МПа;

$C_x^{P_{max}}$ – экспериментальное значение крутильной жесткости шины при максимально допустимом давления воздуха в шине (определяется при максимально допустимой нагрузке на шину), Н·м/рад.

При использовании данной зависимости, значения нагрузки и давления следует брать из диапазонов указанных заводом изготовителем для конкретно взятой шины. Зависимость справедлива для шин грузоподъемностью до 45000 Н.

Коэффициенты B_0 и B_1 в уравнении (1.26) можно определить из зависимостей:

$$B_0 = \frac{10 \cdot C_x^{p_{min}}}{e^{B_1 \cdot p_{min}}},$$

$$B_1 = \frac{\ln\left(\frac{C_x^{p_{max}}}{C_x^{p_{min}}}\right)}{p_{max} - p_{min}}.$$

где $C_x^{P_{min}}$ – экспериментальное значение крутильной жесткости шины при минимально допустимом давления воздуха в шине (определяется при максимально допустимой нагрузке на шину), Н·м/рад;

p_{max} – максимально допустимое давление воздуха в шине, МПа;

p_{min} – минимально допустимое давление воздуха в шине, МПа.

При движении автомобиля крутильная жесткость меняется в узком диапазоне, поскольку нагрузка на шину и внутреннее давление воздуха в ней изменяются не значительно.

Анализ специальной литературы показал, что влияние различных факторов на угол закрутки шины не раскрыт должным образом, к тому же данному вопросу в научно-технической литературе уделяется мало внимания. В связи с этим в данной работе выдвинута гипотеза, что угол закрутки шины в выражении (1.25) зависит от скорости вращения колеса и вида опорной поверхности.

Для подтверждения гипотезы на кафедре автомобилей ХНАДУ был проведен факторный стендовый эксперимент, который позволил исследовать качение автомобильного колеса в тормозном режиме оборудованного шиной $11,00 - R20$ с эффективностью близкой к максимальной. Параметры экспериментальной установки описаны на стр. 54.

Угол закрутки шины определялся исходя из выражения (1.25) в котором произведение $R_x \cdot r_д$ равное $f_x \cdot R_z \cdot r_д$ было получено экспериментальным путем из выражения (1.19).

Результаты экспериментальных исследований показали, что угол закрутки колеса изменяется в среднем от $0,0489$ до $0,0716$ рад не зависимо от изменения крутильной жесткости шины (рис. 1.12), нагрузки приходящейся на колесо и начальной скорости торможения. Очевидно, что вопрос дальнейшего исследования характеристики изменения максимального угла закрутки шины в процессе торможения лежит в области определения факторов влияющих на него. Проведенные исследования показали, что максимальный угол закрутки шины $11,00 - R20$ при торможении на поверхности с коэффициентом трения $f_{\text{БЛ}} = 0,35 \div 0,45$ существенно зависит только от скорости вращения колеса V_k при критическом проскальзывании S_{KP} (рис. 1.11).

Следует отметить, что коэффициент трения $f_{\text{БЛ}}$ и реализуемое сцепление f_x не всегда можно приравнять, так как коэффициент $f_{\text{БЛ}}$ характеризует опорную поверхность, с которой взаимодействует шина заблокированного колеса, а f_x является свойством эластичной шины катящегося колеса.

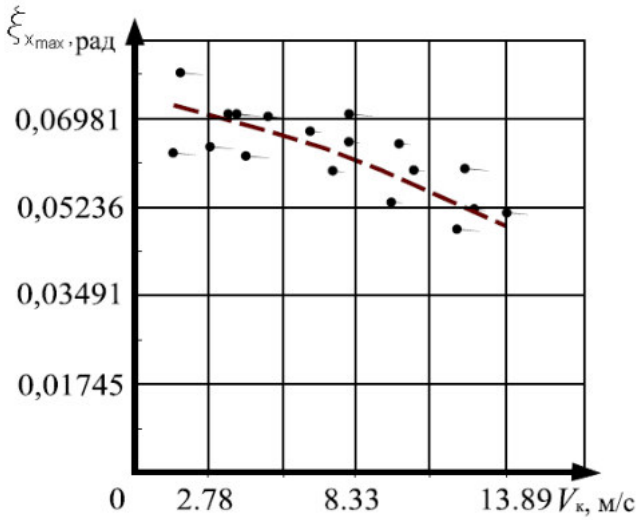


Рис. 1.12. Влияние скорости вращения колеса V_k при критическом проскальзывании S_{KP} на максимальный угол закрутки шины $\xi_{x_{max}}$ в условиях наивысшей эффективности торможения на поверхности с коэффициентом трения $f_{\text{БЛ}} = 0,35 \div 0,45$: • – экспериментальные данные; – – – – аппроксимированная кривая

На основе экспериментальных данных (рис. 1.12), авторами впервые получена эмпирическая зависимость, позволяющая учесть влияние скорости скольжения шины на её максимальный угол закрутки $\xi_{x_{max}}$.

$$\xi_{x_{max}} = 1 - B_2 \cdot e^{B_3 \cdot V_k}, \tag{1.27}$$

Коэффициенты B_2 и B_3 характеризующие изменение $\xi_{x_{max}}$ в зависимости от скорости вращения колеса V_k можно определить при помощи выражений:

$$B_2 = \frac{1 - \xi_{x_{max}}^{V_k^{min}}}{e^{B_3 \cdot V_k^{min}}},$$

$$B_3 = \frac{\ln\left(\frac{1-\xi_{x_{max}}^{V_k^{max}}}{1-\xi_{x_{max}}^{V_k^{min}}}\right)}{V_k^{max} - V_k^{min}}.$$

где $\xi_{x_{max}}^{V_k^{max}}$ и $\xi_{x_{max}}^{V_k^{min}}$ – экспериментально определяемые значения максимального угла закрутки шины соответственно при максимально и минимально возможной скорости вращения колеса (V_k) в условиях наивысшей эффективности торможения (для шины $11,00 - R20$ грузового автомобиля см. рис. 1.12), рад;

V_k^{max} и V_k^{min} – соответственно максимально и минимально возможные скорости вращения колеса (V_k) в условиях наивысшей эффективности торможения (для шины $11,00 - R20$ см. рис. 1.12), м/с.

Так же для описания обшей картины взаимодействия шины с опорной поверхностью необходимо исследовать крутильную деформацию шины при стопроцентном проскальзывании колеса. Наблюдая за процессом торможения колеса на большом инерционном стенде кафедры автомобилей ХНАДУ, при возникновении эффекта блокирования колеса замечено, что угол закрутки уменьшается в сравнении с торможением при качении колеса без блокирования с наивысшей эффективностью. Однако угол закрутки заблокированного колеса имеет гораздо меньший диапазон значений, чем угол закрутки катящегося колеса.

Экспериментальные исследования показали, что угол закрутки шины заблокированного колеса существенно зависит только от линейной скорости перемещения центра колеса. рис. 1.13.

На основе экспериментальных данных, авторами впервые получена эмпирическая зависимость, позволяющая учесть влияние скорости линейного перемещения центра заблокированного колеса V_x (равная линейной скорости движения автомобиля) на угол закрутки его шины $\xi_{x_{\text{БЛ}}}$ относительно центра колеса:

$$\xi_{x_{\text{БЛ}}} = B_4 \cdot e^{B_5 \cdot V_x}, \tag{1.28}$$

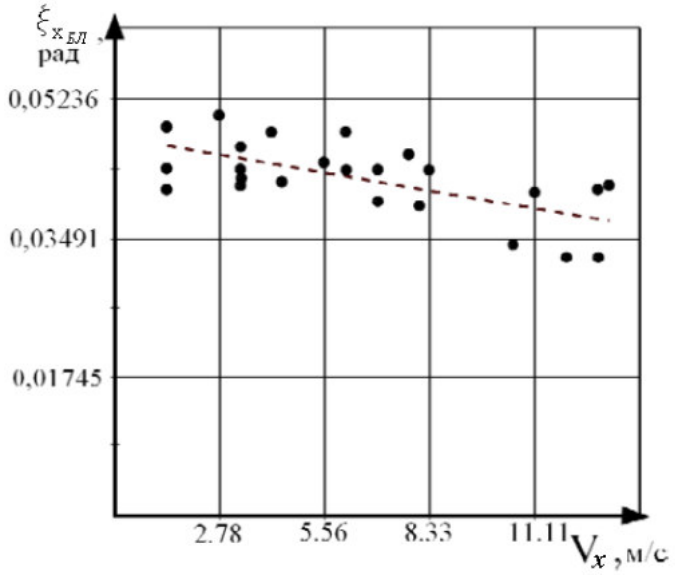


Рис. 1.13. Влияние линейной скорости V_x перемещения центра заблокированного колеса на угол закрутки шины $\xi_{x_{БЛ}}$ на поверхности с коэффициентом трения $f_{БЛ} = 0,35 \div 0,45$: • – экспериментальные данные; – – – – аппроксимированная кривая

Коэффициенты B_4 и B_5 характеризующие изменение $\xi_{x_{БЛ}}$ в зависимости от линейной скорости V_x перемещения центра заблокированного колеса можно определить при помощи выражений:

$$B_4 = \frac{\xi_{x_{БЛ}}^{V^{min}}}{e^{B_5 \cdot V^{min}}},$$

$$B_5 = \frac{\ln\left(\frac{\xi_{x_{БЛ}}^{V^{max}}}{\xi_{x_{БЛ}}^{V^{min}}}\right)}{V^{max} - V^{min}}.$$

где $\xi_{x_{БЛ}}^{V^{max}}$ и $\xi_{x_{БЛ}}^{V^{min}}$ – экспериментально определяемые значения угла закрутки шины заблокированного колеса соответственно при максимально и минимально возможной скорости линейного перемещения автомобиля (V_x) при заблокированном колесе (для шины $11,00 - R20$ грузового автомобиля см. рис. 1.13), рад;

V^{max} и V^{min} – соответственно максимально и минимально возможные скорости линейного перемещения центра заблокированного колеса (V_x) (для шины $11,00 - R20$ см. рис. 1.13), м/с.

При исследовании взаимодействия колеса с опорной поверхностью авторами данной работы сделано допущение, что изменение угла закрутки линейно зависит от поверхности, с которой взаимодействует шина.

Такое взаимодействие можно представить в виде, показанном на рис. 1.14 а. На самом же деле изменение угла закрутки имеет нелинейный характер, предполагаемый вид которого, представленный на рис. 1.14 б.

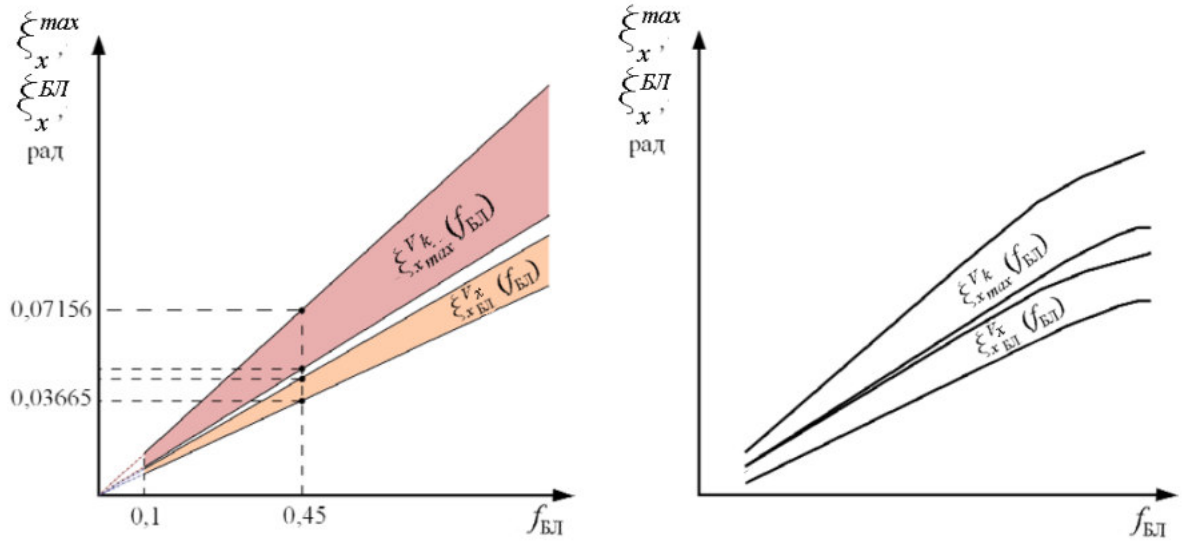


Рис. 1.14. Изменение угла закрутки шины в зависимости от коэффициента трения опорной поверхности (режим торможения): а – линейное представление; б – нелинейное представление

Такое представление изменения угла закрутки шины в зависимости от коэффициента трения опорной поверхности и значений угла закрутки, определенных по уравнениям (1.27) и (1.28), можно выразить при помощи следующих выражений:

$$\xi_x^{max} = f_{\text{БЛ}} \cdot r_{\text{д}} \cdot \left(4,625 - 4,29 \cdot e^{0,0018 \cdot V_k}\right), \tag{1.29}$$

$$\xi_x^{\text{БЛ}} = 0,219 \cdot r_{\text{д}} \cdot f_{\text{БЛ}} \cdot e^{-0,01861 \cdot V_x}. \tag{1.30}$$

Соответственно используя выражения (1.29) и (1.30), а также эмпирическое выражение, которое представил в своей работе [59] немецкий исследователь $Mark\ Denny$, можно смоделировать изменение угла закрутки шины при изменении проскальзывания в конкретных дорожных условиях. При моделировании следует учесть то обстоятельство, что свободно катящееся колесо имеет определенный угол закрутки (ξ_0), который возникает в результате действия силы сопротивления качанию. Таким образом, уравнение описывающее изменение угла закрутки шины в зависимости от проскальзывания представим в виде:

$$\xi_x = \frac{a_0^{\xi} \cdot S}{b_0^{\xi} + c_0^{\xi} \cdot S + S^2} + \xi_0. \tag{1.31}$$

Коэффициенты a_0^{ξ}, b_0^{ξ} и c_0^{ξ} определяются при помощи следующих зависимостей:

$$a_0^{\xi} = \frac{\left(\xi_x^{max} - \xi_0\right)\left(\xi_x^{\text{БЛ}} - \xi_0\right)\left(1 - S_{KP}\right)^2}{\xi_x^{max} - \xi_x^{\text{БЛ}}};$$

$$b_0^{\xi} = S_{KP}^2;$$

$$c_0^{\xi} = \frac{\left(\xi_x^{max} - \xi_0\right)\left(1 + S_{KP}^2\right) - 2 \cdot S_{KP} \cdot \left(\xi_x^{\text{БЛ}} - \xi_0\right)}{\xi_x^{max} - \xi_x^{\text{БЛ}}}.$$

Используя выражения (1.25), (1.26) и (1.31) не составляет труда описать изменение реализуемой силы сцепления. На рис. 1.15 представлены результаты моделирования продольной реализуемой силы сцепления и проекции экспериментально полученных значений этой силы при качение автомобильного колеса в тормозном режиме с эффективностью близкой к максимальной при нагрузке на колесо 25500 Н. Средняя погрешность результатов моделирования, в сравнении с экспериментальными данными, составила 8 %.

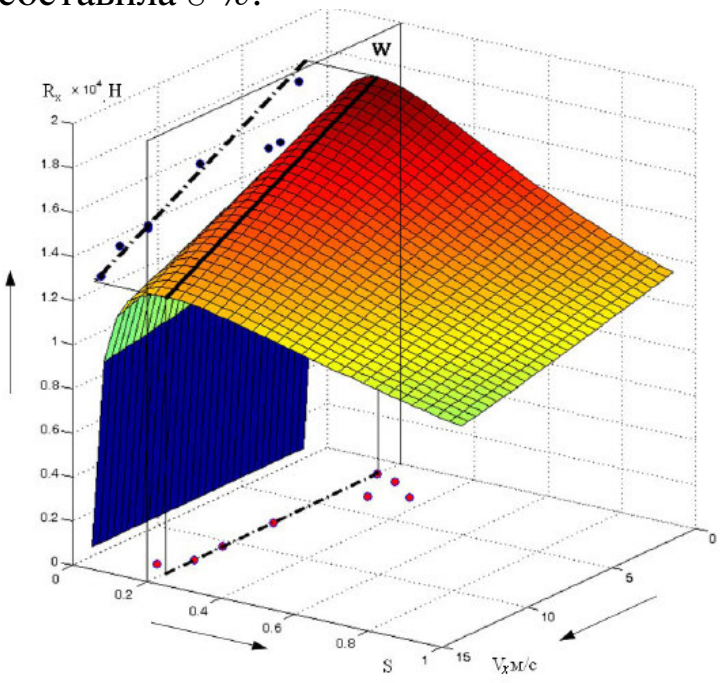


Рис. 1.15. Результаты моделирования и экспериментальные данные продольной реализуемой силы сцепления шины $11,00 - R20$ с опорной поверхностью в зависимости от изменения проскальзывания колеса и скорости движения на поверхности с коэффициентом трения $f_{\text{БЛ}} = 0,35 \div 0,45$ при нагрузке на колесо 25500 Н.

2 ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ОБОРУДОВАННЫХ СИСТЕМАМИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОГО УСИЛИЯ

Динамика торможения является одним из наиболее важных конструктивных и эксплуатационных свойств транспортного средства. Широкое внедрение электронных систем управления, постоянное совершенствование конструкции пневматических аппаратов привода вызывает необходимость в совершенствовании методов расчета динамики торможения транспортных средств, в различных сцепных условиях движения, на основе расчетных методов определения переходных процессов, протекающих в тормозном приводе, оборудованном системами автоматического регулирования тормозного усилия.

2.1 Исследование динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования при прямолинейном движении

Необходимость рассмотрения динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования объясняется особенностями работы тормозного привода, поскольку именно быстродействие последнего обеспечивает безопасность движения при торможении. При создании транспортного средства конструкторы рассчитывают тормозное управление таким образом, чтобы оно обеспечивало максимальное замедление в хороших сцепных условиях движения. Но в эксплуатации транспортное средство находится в хороших сцепных условиях не продолжительный период времени (весенне-летний и летне-осенний периоды), остальное время оно эксплуатируется в плохих дорожных и климатических условиях, и чрезмерная величина тормозного усилия может привести к возникновению заноса и, как следствие, к снижению безопасности дорожного движения.

Занос, как явление, наиболее вероятен при возникновении скорости перпендикулярной плоскости заднего колеса, при этом автомобилю сообщается угловая скорость относительно мгновенного центра пово-

рота транспортного средства. На характер заноса влияют такие факторы как: распределение веса по осям, скорость движения, поворот управляемых колес, величина тягового или тормозного усилия, характер и свойства дороги, а также действия водителя в конкретной дорожной обстановке.

Анализ устойчивости движения транспортного средства с системами автоматического регулирования, приводимый ниже, определяет объективные параметры, позволяющие оценить влияние САР тормозного усилия при испытаниях в различных условиях движения ТС [3].

С точки зрения безопасности объективными параметрами можно считать следующие: скорость центра тяжести транспортного средства, угловую скорость и ускорение относительно мгновенного центра поворота, боковое ускорение тормозных осей и, как следствие предыдущих параметров, смещение и поворот транспортного средства относительно первоначальной траектории движения за время торможения.

Таким образом, задачи исследования сводятся к двум типам: исследование движения транспортного средства без систем автоматического регулирования и исследование движения с применением таких систем. Следует отметить, что экспериментальные исследования предусматривают фиксирование и запись некоторых выше перечисленных параметров, что дает возможность сопоставить результаты экспериментальных исследований с теоретическими выводами, полученными в этом разделе монографии.

2.1.1 Динамика торможения транспортного средства без систем автоматического регулирования

Рассмотрим часто встречающийся в эксплуатации процесс торможения исследуемого транспортного средства в условиях нарастающего тормозного момента и прямолинейного движения, при этом последнее является неустойчивым из-за воздействия внешних возмущений, а развитие заноса связано с переходными процессами блокирования. Активные силы, в результате действия которых вызывается боковое скольжение заторможенных колес, в дальнейшем будем считать возмущающими воздействиями (возмущениями). На рис. 2.1 представлена схема сил и моментов, действующих на транспортное средство после блокирования колес передней и задней оси.

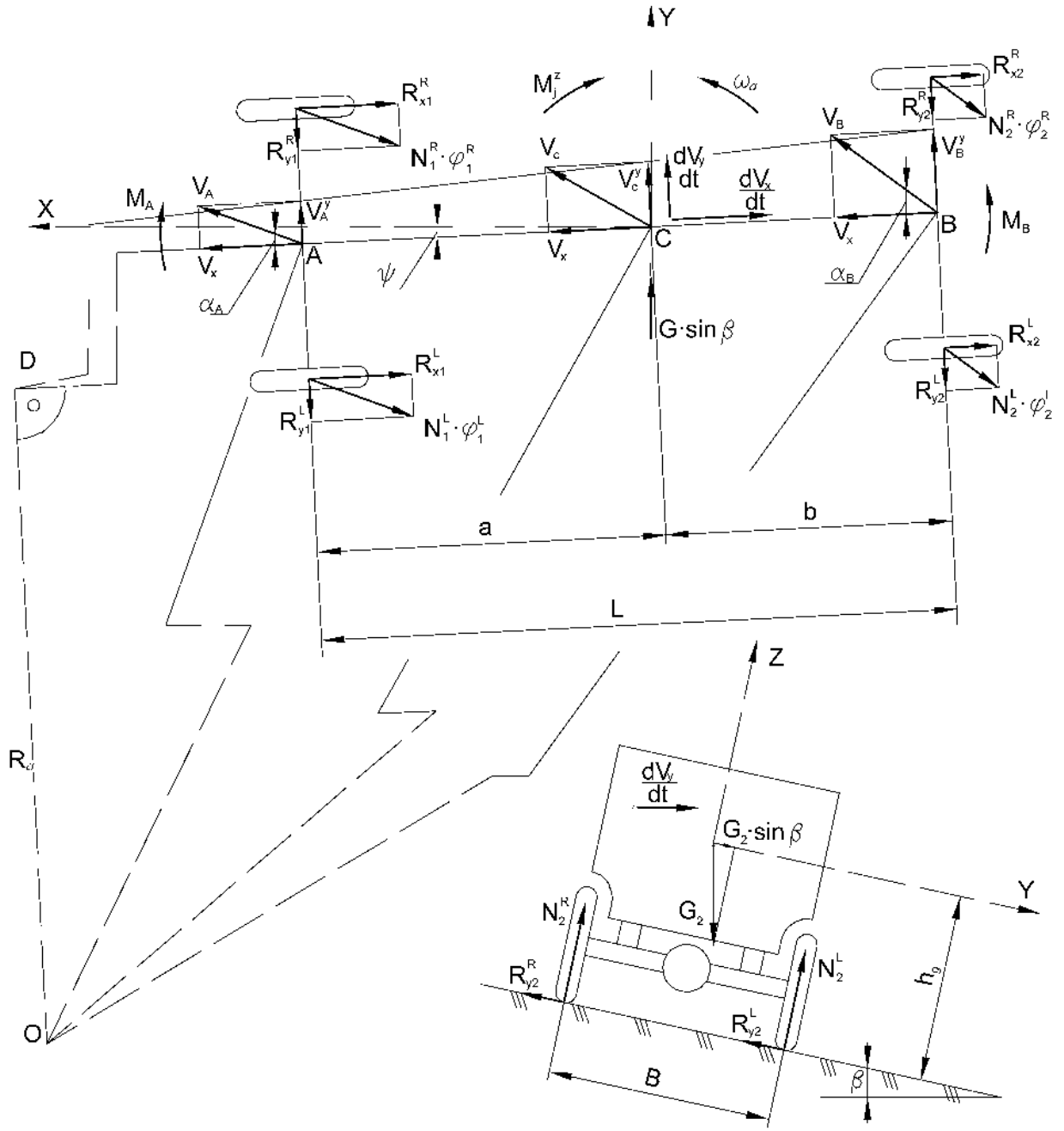


Рис. 2.1. Схема сил и моментов, действующих на автомобиль

При выводе уравнений движения транспортного средства без систем автоматического регулирования сделаны следующие допущения:

— радиус инерции автомобиля $\rho^2 \approx a \cdot b$;

— изменение высоты центра тяжести h_g транспортного средства вследствие крена кузова не учитывается;

— жесткость передней и задней подвески одинаковы;

— поворачивающий момент в плоскости дороги, возникающий из-за различия коэффициента сопротивления качению при перераспределении вертикальных нагрузок, не учитывается.

Ось абсцисс на рис. 2.1 системы координат XY совпадает с начальной, прямолинейной траекторией движения транспортного средства перед началом торможения.

Внешние возмущения, а именно уклон дороги и поворачивающие моменты (M_A и M_B), возникающие из-за неравенства реализуемых тормозных сил между колесами одной оси, совместно с начальной скоростью торможения (V_H) определяют начальные условия заноса.

До начала блокирования колес транспортного средства реакция на передних и задних тормозящих колесах определяется уклоном дороги согласно уровнениям (2.1) и (2.2) в соответствии с принятой схемой, которая изображена на рис. 2.1 :

$$R_{y1}^R + R_{y1}^L = \sum R_{y1} = \frac{G \cdot b \cdot sin\beta}{L}, \tag{2.1}$$

$$R_{y2}^R + R_{y2}^L = \sum R_{y2} = \frac{G \cdot a \cdot sin\beta}{L}. \tag{2.2}$$

Бокового скольжения задней и передней оси не произойдет, если в момент блокирования колес выполняются условия:

$$\sum R_{y1}^2 \leqslant \left(N_1^R \cdot f_{x1}^R + N_1^L \cdot f_{x1}^L\right)^2 - \left(P_{X1}^R + P_{X1}^L\right)^2,$$

$$\sum R_{y2}^2 \leqslant \left(N_2^R \cdot f_{x2}^R + N_2^L \cdot f_{x2}^L\right)^2 - \left(P_{X2}^R + P_{X2}^L\right)^2,$$

где f_{xi}^R и f_{xi}^L — соответственно реализуемые сцепления на правом и левом колесах i-й оси.

Определение динамических вертикальных нагрузок на колесах соответствующих осей проиллюстрируем схемами на рис. 2.1 и 2.2. При этом учтем перераспределение нагрузок между осями, вызванное инерционной силой P_{jx}, и перераспределение нагрузок, вызванное поперечным уклоном дороги, а также инерционной силой P_{jy}.

В соответствии со схемой на рис. 2.1 запишем:

$$N_2^R = N_2 \cdot \left(\frac{B \cdot cos\beta - 2 \cdot h_g \cdot sin\beta}{2 \cdot B}\right) - \frac{P_{jy} \cdot a}{L} \cdot \left(\frac{2 \cdot h_g \cdot cos\beta + B \cdot sin\beta}{2 \cdot B}\right); \tag{2.3}$$

$$N_2^L = N_2 - N_2^R. \tag{2.4}$$

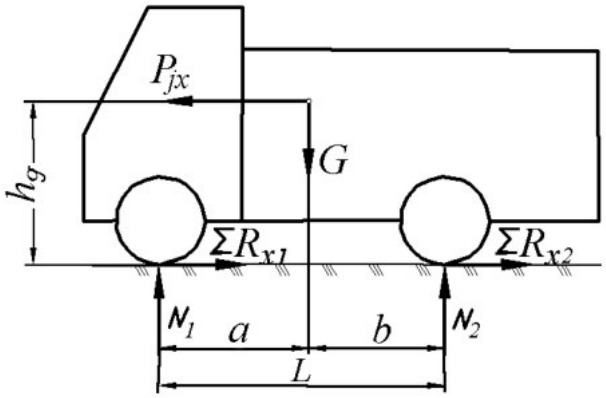


Рис. 2.2. Схема сил, которые действуют в продольной плоскости на транспортное средство во время торможения

Аналогично для передней оси запишем:

$$N_1^R = N_1 \cdot \left(\frac{B \cdot cos\beta - 2 \cdot h_g \cdot sin\beta}{2 \cdot B} \right) - \frac{P_{jy} \cdot b}{L} \cdot \left(\frac{2 \cdot h_g \cdot cos\beta + B \cdot sin\beta}{2 \cdot B} \right); \tag{2.5}$$

$$N_1^L = N_1 - N_1^R. \tag{2.6}$$

Из уравнений статического равновесия автомобиля относительно осей, которые проходят через середины контактов передних и задних колес с дорогой, согласно схеме на рис. 2.2, не сложно определить нормальные реакции N_1 и N_2 с учетом действия силы P_{jx}:

$$N_2 = \frac{m}{L} \cdot (a \cdot g - j_x \cdot h_g); \tag{2.7}$$

$$N_1 = \frac{m}{L} \cdot (b \cdot g + j_x \cdot h_g), \tag{2.8}$$

где m — масса транспортного средства, кг;

j_x — замедление транспортного средства, м/с^2.

Если разрешить уравнения (2.3) и (2.5) относительно инерционных сил P_{jx} и P_{jy} с учетом уравнений (2.7) и (2.8), получим:

$$\begin{aligned} N_2^R = & \frac{m}{2 \cdot L \cdot B} \cdot \big(\big(a \cdot g - j_x \cdot h_g\big) \cdot \big(B \cdot \cos\beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin\beta\big) - \\ & - \big(V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt}\big) \cdot a \cdot \big(2 \cdot h_g \cdot \cos\beta + B \cdot \sin\beta\big)\big); \end{aligned} \tag{2.9}$$

$$\begin{aligned} N_1^R = & \frac{m}{2 \cdot L \cdot B} \cdot \big(\big(b \cdot g + j_x \cdot h_g\big) \cdot \big(B \cdot \cos\beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin\beta\big) - \\ & - \big(V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt}\big) \cdot b \cdot \big(2 \cdot h_g \cdot \cos\beta + B \cdot \sin\beta\big)\big). \end{aligned} \tag{2.10}$$

Возникновение поворачивающих моментов M_A и M_B при торможении может быть объяснено неравенством коэффициентов сцепления под левыми и правыми колесами, неравенством вертикальных нагрузок, состоянием рисунка протектора или отличием давлений в шине. Начальная величина поворачивающего момента на задней и передней оси может быть определена из схемы на рис. 2.1, очевидно, что:

$$M_A = \frac{B}{2} \cdot \left(R_{x1}^L - R_{x1}^R\right); \tag{2.11}$$

$$M_B = \frac{B}{2} \cdot \left(R_{x2}^L - R_{x2}^R\right). \tag{2.12}$$

Из схемы на рис. 2.1 определим зависимости продольных и боковых сил:

$$\begin{cases} R_{x1}^L = N_1^L \cdot f_{x1}^L \cdot \cos\alpha_A \\ R_{x1}^R = N_1^R \cdot f_{x1}^R \cdot \cos\alpha_A \\ R_{x2}^L = N_2^L \cdot f_{x2}^L \cdot \cos\alpha_B \\ R_{x2}^R = N_2^R \cdot f_{x2}^R \cdot \cos\alpha_B \end{cases}; \tag{2.13}$$

$$\begin{cases} R_{y1}^L = N_1^L \cdot f_{x1}^L \cdot \sin\alpha_A \\ R_{y1}^R = N_1^R \cdot f_{x1}^R \cdot \sin\alpha_A \\ R_{y2}^L = N_2^L \cdot f_{x2}^L \cdot \sin\alpha_B \\ R_{y2}^R = N_2^R \cdot f_{x2}^R \cdot \sin\alpha_B \end{cases}. \tag{2.14}$$

С учетом выражений (2.13) уравнения (2.11) и (2.12) примут вид:

$$M_A = \frac{B}{2} \cdot \left(N_1^L \cdot f_{x1}^L - N_1^R \cdot f_{x1}^R\right) \cdot \cos\alpha_A; \tag{2.15}$$

$$M_B = \frac{B}{2} \cdot \left(N_2^L \cdot f_{x2}^L - N_2^R \cdot f_{x2}^R\right) \cdot \cos\alpha_B. \tag{2.16}$$

Углы увода $\alpha_A = f(t)$ и $\alpha_B = f(t)$ можно определить из отношения боковой скорости к продольной [68], соответственно для передней и задней оси уравнения (2.15) и (2.16) примут вид:

$$M_A = \frac{B \cdot V_x \cdot \left(N_1^L \cdot f_{x1}^L - N_1^R \cdot f_{x1}^R\right)}{2 \cdot \sqrt{V_x^2 + \left(V_{cy} - a \cdot \omega_a\right)^2}}; \tag{2.17}$$

$$M_B = \frac{B \cdot V_x \cdot \left(N_2^L \cdot f_{x2}^L - N_2^R \cdot f_{x2}^R\right)}{2 \cdot \sqrt{V_x^2 + \left(V_{cy} + b \cdot \omega_a\right)^2}}. \tag{2.18}$$

Используя закон движения центра тяжести системы и закон моментов относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести транспортного средства, можно определить его траекторию движения при всех заблокированных колесах, используя три функции времени:

$$Y_0 = Y_0(t); \qquad X_0 = X_0(t); \qquad \psi_0 = \psi_0(t).$$

Пренебрегая сопротивлением воздуха, запишем систему уравнений относительно центра тяжести транспортного средства в неподвижной системе координат Y с учетом уравнений динамики движения транспортного средства, предложенных Певзнером Я.М. в своей работе [68]:

$$\begin{cases} |-j_x| = z \cdot g \cdot \cos\psi - V_{cy} \cdot \omega_a \\ j_y = \dfrac{\left(N_1^L \cdot f_{x1}^L + N_1^R \cdot f_{x1}^R\right) \cdot (V_{cy} - a \cdot \omega_a)}{m \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} - a \cdot \omega_a)^2}} \cdot \sin\psi + \\ \qquad + \dfrac{\left(N_2^L \cdot f_{x2}^L + N_2^R \cdot f_{x2}^R\right) \cdot (V_{cy} + b \cdot \omega_a)}{m \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} + b \cdot \omega_a)^2}} \cdot \sin\psi - V_x \cdot \omega_a \\ \dfrac{d\omega_a}{dt} = \dfrac{\left(N_1^L \cdot f_{x1}^L + N_1^R \cdot f_{x1}^R\right) \cdot \left(2 \cdot \rho^2 \cdot (V_{cy} - a \cdot \omega_a) - V_x \cdot B \cdot b\right)}{2 \cdot m \cdot b \cdot \rho^2 \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} - a \cdot \omega_a)^2}} - \\ \qquad - \dfrac{\left(N_2^L \cdot f_{x2}^L + N_2^R \cdot f_{x2}^R\right) \cdot \left(2 \cdot \rho^2 \cdot (V_{cy} + b \cdot \omega_a) - V_x \cdot B \cdot a\right)}{2 \cdot m \cdot a \cdot \rho^2 \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} + b \cdot \omega_a)^2}} \end{cases} \tag{2.19}$$

Коэффициент торможения z является функцией от реализуемых сцеплений колес и может быть определен при помощи зависимости:

$$z = \frac{\left(2 \cdot B \cdot C_2 + \frac{C_3 \cdot C_4}{g}\right) \cdot \left(\left(f_{x1}^L + f_{c1}^L\right) \cdot b + \left(f_{x2}^L + f_{c2}^L\right) \cdot a\right) + \left(C_1 - \frac{C_3 \cdot C_4}{g}\right) \cdot \left(\left(f_{x1}^R + f_{c1}^R\right) \cdot b + \left(f_{x2}^R + f_{c2}^R\right) \cdot a\right)}{2 \cdot B \cdot L - h_g \cdot \left(2 \cdot B \cdot C_2 \cdot \left(\left(f_{x1}^L + f_{c1}^L\right) - \left(f_{x2}^L + f_{c2}^L\right)\right) + C_1 \cdot \left(\left(f_{x1}^R + f_{c1}^R\right) - \left(f_{x2}^R + f_{c2}^R\right)\right)\right)}, \tag{2.20}$$

где f_{ci}^R и f_{ci}^L — соответственно коэффициенты сопротивления качения на правом и левом колесах i-й оси.

При отключении одного из контуров на соответствующих колесах не будут реализовываться сцепления, а коэффициент торможения будет определяться только коэффициентами сопротивления качения всех колес и реализуемыми сцеплениями тормозящих колес. Уравнение (2.20) получено для двухосного транспортного средства.

Коэффициенты C_1, C_2, C_3 и C_4 в уравнении (2.20) определяются при помощи выражений (2.9) и (2.10), в конечном виде они примут следующий вид:

$$\begin{cases} C_1 = B \cdot \cos\beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin\beta \\ C_2 = 1 - \frac{C_1}{2 \cdot B} \\ C_3 = 2 \cdot h_g \cdot \cos\beta + B \cdot \sin\beta \\ C_4 = V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt} \end{cases} . \tag{2.21}$$

Совместное решение системы дифференциальных уравнений (2.19) с уравнениями (2.9), (2.19) и (2.21) позволяет найти зависимости $V_x = f(t)$, $V_{cy} = f(t)$ и $\omega_a = f(t)$, а их последующее интегрирование — определить траекторию движения при торможении транспортного средства и оценить его курсовую устойчивость. Однако, в действительности, на динамической стадии пневматического тормозного привода колеса подводятся к блоку не одновременно, таким образом, уравнение моментов относительно центра масс при начальной стадии заноса не будет иметь силы.

На динамической стадии пневматического тормозного привода в пятне контакта шин с дорогой реализуются различные тормозные силы, которые создают поворачивающие моменты M_A и M_B относительно колеса, находящегося в наилучших сцепных условиях, поэтому уравнение моментов в системе дифференциальных уравнений (2.19) может изменять свой вид.

2.1.2 Особенности взаимодействия автомобильного колеса с опорной поверхностью

Фундаментальной характеристикой сцепных свойств автомобильного колеса является зависимость реализуемого сцепления f_x в функции от проскальзывания колеса S:

$$f_x = f(S).$$

Известно [33], что реализуемое сцепление f_x представляет собой отношение максимальной реализуемой тормозной силы на катящемся колесе $R^j_{x_i max}$ к нормальной нагрузке N^j_i, при этом оно зависит от свойств шины, опорной поверхности и начальной скорости торможения транспортного средства. Описанием $f_x - S$ диаграмм занималось значительное количество исследователей [59, 75, 76, 86–88], которые с

учетом различных факторов получили зависимости, описывающие их характер. В разделе 1.3.4 данной монографии приведен анализ наиболее часто используемых зависимостей.

Воспользовавшись одним из уравнений (1.13), (1.14), (1.15) или (1.16), несложно определить значение реализуемого сцепления при проскальзывании колеса относительно опорной поверхности в соответствующий момент времени моделирования динамики торможения ТС.

Тангенс наклона восходящей ветви кривой реализуемого сцепления в значительной степени зависит от тангенциальной эластичности шины, при различных скоростях движения транспортного средства и нагрузках приходящихся на колесо [65], а отношение $\frac{f_{max}}{f_{\text{БЛ}}}$ характеризует потенциальную возможность повышения или снижения интенсивности торможения [82], которая в некоторых случаях может достигать $30-50$ %, в зависимости от состояния дорожной поверхности [82, 89] и условий нагружения колеса [18, 81].

Проскальзывание колеса относительно опорной поверхности можно определить из выражения [33], зная скорость движения транспортного средства:

$$S = \frac{V_x - \omega_{ki}^j \cdot r_{\text{д}}}{V_x}. \tag{2.22}$$

Опытным путем установлено [90], что в зависимости от типа и состояния дорожной поверхности, критическое проскальзывание (S_{KP}) изменяется в узких пределах $10 \div 30$ %.

Для получения угловой скорости, при моделировании динамики затормаживания автомобильного колеса, в выражении (2.22) необходимо определить замедление колеса ω_{ki}^j. Согласно общепринятой расчетной схеме качения автомобильного колеса (рис. 1.8), замедление можно определить, составив уравнение равновесия колеса относительно центра его вращения:

$$M_{TOP} + M_f + I_k \frac{d\omega_{ki}^j}{dt} - R_x \cdot r_{\text{д}} = 0. \tag{2.23}$$

Переписав уравнение равновесия и выразив угловое замедление через силовые параметры с учетом уравнений (2.4), (2.6)$-$ (2.10), (2.20) и (2.21) для двухосного транспортного средства, получим систему уравнений следующего вида:

$$\begin{cases} \frac{d\omega_{k1}^{L}}{dt} = -\frac{2\cdot L\cdot B\cdot M_{TOP1}^{L} - r_{д}\cdot m\cdot\left(f_{x1}^{L}+f_{c1}^{L}\right)\cdot(2\cdot B\cdot C_2\cdot g\cdot(b+h_g\cdot z)+b\cdot C_3\cdot C_4)}{2\cdot L\cdot B\cdot I_k} \\ \frac{d\omega_{k1}^{R}}{dt} = -\frac{2\cdot L\cdot B\cdot M_{TOP1}^{R} - r_{д}\cdot m\cdot\left(f_{x1}^{R}+f_{c1}^{R}\right)\cdot(C_1\cdot g\cdot(b+h_g\cdot z)-b\cdot C_3\cdot C_4)}{2\cdot L\cdot B\cdot I_k} \\ \frac{d\omega_{k2}^{L}}{dt} = -\frac{2\cdot L\cdot B\cdot M_{TOP2}^{L} - r_{д}\cdot m\cdot\left(f_{x2}^{L}+f_{c2}^{L}\right)\cdot(2\cdot B\cdot C_2\cdot g\cdot(a-h_g\cdot z)+a\cdot C_3\cdot C_4)}{2\cdot L\cdot B\cdot I_k} \\ \frac{d\omega_{k2}^{R}}{dt} = -\frac{2\cdot L\cdot B\cdot M_{TOP2}^{R} - r_{д}\cdot m\cdot\left(f_{x2}^{R}+f_{c2}^{R}\right)\cdot(C_1\cdot g\cdot(a-h_g\cdot z)-a\cdot C_3\cdot C_4)}{2\cdot L\cdot B\cdot I_k} \end{cases}. \quad (2.24)$$

Проинтегрировав уравнения (2.24), можно определить для каждого из колес двухосного транспортного средства угловую скорость при соответствующих величинах тормозного момента, нагрузки, реализуемого сцепления, коэффициента сопротивления качения и коэффициента торможения в каждый момент времени моделирования.

2.1.3 Особенности моделирования систем автоматического регулирования

Системы автоматического регулирования как часть пневматического тормозного привода управляют процессами наполнения и опорожнения ДЕ-звеньев (тормозных камер), а поскольку последние связаны непосредственно с тормозными механизмами то, по сути, такие системы управляют процессом торможения. В тормозном режиме процесс торможения колеса начинается при увеличении подведенного тормозного момента, соответственно при достижении предельного значения момента по сцеплению колесо начинает работать в неустойчивой зоне, и элементы протектора скользят относительно опорной поверхности с разной скоростью скольжения на отдельных участках пятна контакта, в результате колесо блокируется, а момент по сцеплению падает в следствие снижения реализуемого сцепления [90–92]. Известно, что часть подведенного тормозного момента в этом случае расходуется на преодоление инерционного момента колеса M_{jk}, который пропорционально зависит от его углового замедления:

$$M_{jk} = -I_k \frac{d\omega_{ki}^{j}}{dt}.$$

Исходя из кинематических параметров, угловое замедление колеса имеет вид [90]:

$$-\frac{d\omega_{ki}^{j}}{dt} = \frac{1}{r_{д}} \cdot \left(|-j_x| \,(1-S) - V_x \cdot \frac{dS}{dt} \right).$$

Таким образом, угловое замедление колеса зависит не только от величины тормозного момента, но и от проскальзывания S, скорости торможения автомобиля V_x и скорости проскальзывания $\frac{dS}{dt}$.

При исследовании динамики торможения автомобильного колеса установлено [89], что блокирование колеса длится $0,05 \div 0,1$ с, при этом в широкой печати не публикуется информация относительно времени нарастания проскальзывания от 0 до S_{KP}, хотя именно оно определяет параметры систем автоматического регулирования (скорость срабатывания её компонентов и элементов). Очевидно, что чем выше темп наполнения тормозной камеры, тем интенсивнее будет нарастать проскальзывание, что приведет к неизбежному блокированию колеса, а значит и к более частому срабатыванию модуляторов систем автоматического регулирования тормозного усилия, что повлияет на долговечность тормозной системы в целом.

При работе систем автоматического регулирования корректируется величина максимального приводного усилия, а значит, такие физические параметры, как ускорение колеса, скорость проскальзывания и проскальзывание, будут изменяться с течением времени торможения при постоянном подведенном тормозном моменте, что хорошо видно на экспериментальной осциллограмме (рис. 2.3).

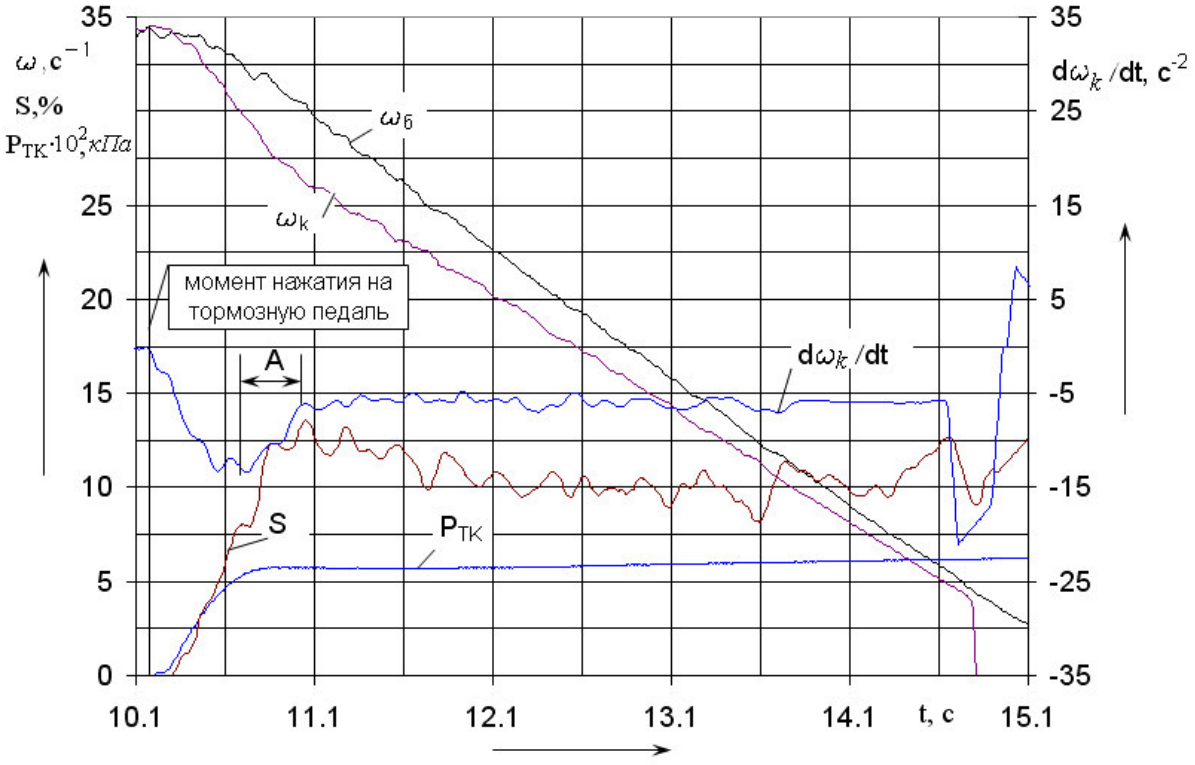


Рис. 2.3. Экспериментальная осциллограмма качения колеса на пределе блокирования при постоянном давлении в тормозной камере тип 20

При увеличении давления в приводе угловое ускорение колеса $\frac{d\omega_{ki}^{j}}{dt}$ сначала растет (по абсолютной величине), а значит, растет и инерционный момент, затем, в случае срабатывания САР, которая ограничивает давление в тормозной системе, угловое ускорение колеса снижается до установившейся величины при постоянном давлении в тормозной камере $P_{TK} = const$, а проскальзывание достигает своего максимального значения. Падение углового ускорения при начальной скорости торможения 60 км/ч после того, как давление в тормозной камере установилось, длится $0,2 - 0,3$ с (участок А на рис. 2.3), что в несколько раз больше времени вхождения колеса в блок $\approx 0,1$ с. При постоянном угловом ускорении колеса проскальзывание снижается на 20 % в результате чего снижается эффективность торможения транспортного средства по сравнению с минимальной теоретической величиной. Из рис. 2.3 следует, что постоянное поддержание критического проскальзывания при постоянном давлении в тормозной камере невозможно, так как время перехода на установившийся режим качения колеса на 60 % выше времени вхождения колеса в блок.

Для устранения этого явления следует в процессе торможения с течением времени повышать давление в тормозных камерах (рис. 2.4).

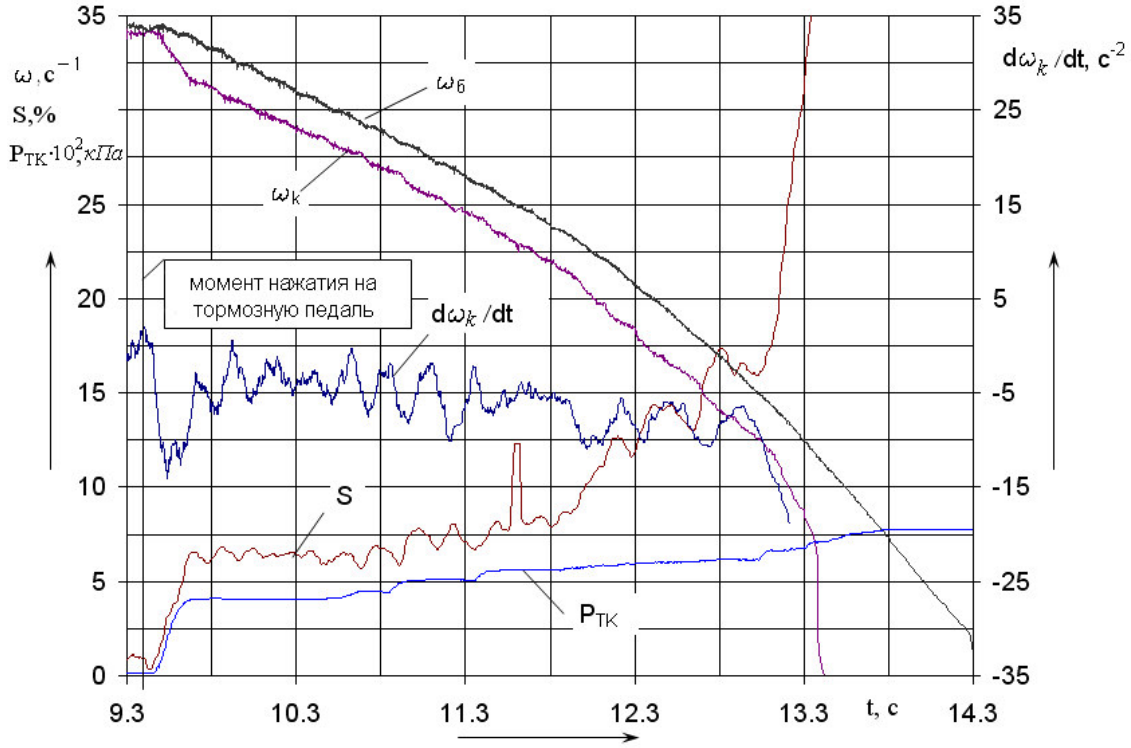


Рис. 2.4. Экспериментальная осциллограмма качения колеса при плавном регулировании давления в тормозной камере тип 20 модулятором электронно-пневматической тормозной системы

Из зависимостей на рис. 2.4 видно, что плавное увеличение давления в процессе регулирования после перехода углового замедления колеса в установившийся режим, существенно повышает эффективность торможения, и при этом не расходуется рабочее тело (воздух) системой автоматического регулирования. Надо полагать, что за время снижения инерционного момента, при постоянном давлении в тормозной камере, момент по сцеплению прекращает интенсивно нарастать, и реализовывается стабильная тормозная сила, дальнейшее плавное увеличение давления приводит к росту тормозной силы и не влияет на блокированиие колеса [79]. Таким образом, часть подводимого тормозного момента, который расходовался на преодоление инерционного момента, будет расходоваться на преодоление момента по сцеплению (рис. 2.4).

Анализ приведенных экспериментальных данных показал, что для того, чтобы системы автоматического регулирования обеспечили наивысшую эффективность и сохранили долговечность элементов тормозной системы, необходимо растягивать процесс наполнения тормозной камеры по времени в процессе регулирования тормозного усилия системой автоматического регулирования, что будет положительно влиять на динамику торможения транспортного средства и не снизит эффективности процесса торможения в целом.

Для моделирования таких переходных процессов при работе системы автоматического регулирования, в рамках системного подхода проектирования САР, был написан программный модуль, который позволяет изменять интенсивность наполнения тормозной камеры в зависимости от величины проскальзывания шины относительно опорной поверхности (рис. 2.5).

В основу модели САР положен алгоритм, представленный на рис. 2.6.

В процессе моделирования работы САР выполняется ряд условий, которые позволяют отсекать давление на выходе модулятора при наполнении и опорожнении элементов привода и осуществлять регулирование рабочего процесса как при помощи двух фаз («наполнение» и «выпуск»), так и с использованием трех фаз («наполнение», «выдержка», «выпуск»). Данный принцип моделирования является универсальным для любого типа модуляторов, так как при моделировании пользователь имеет возможность задавать длительность всех трех фаз (длительность фазы наполнения T[1], длительность фазы выдержки при наполнении T[2], длительность фазы опорожнения T[3], длительность фазы выдержки при опорожнении T[4]). Если пользователь задаст фазу

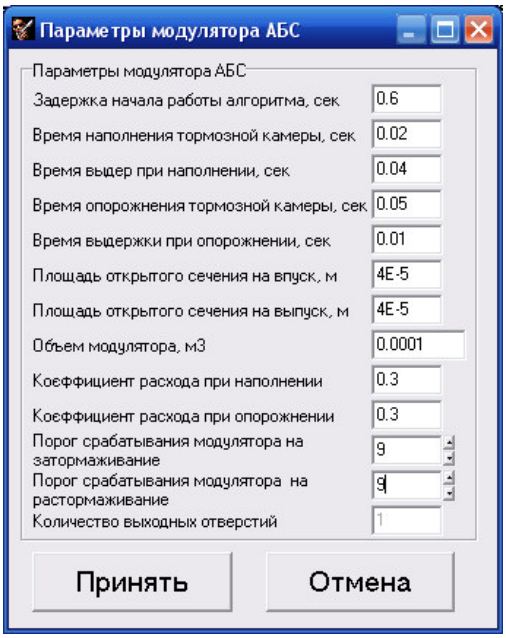


Рис. 2.5. Интерфейс универсального программного модуля формирования управляющих команд и параметров системы автоматического регулирования тормозного усилия

```
if (t<T[0])        – задержка начала работы модуляторов
  switch T;        – запуск счетчика времени выполнения фаз
  if (S<S_KP)      – сравнение текущего проскальзывания с критическим
    if (T≤T[1])
      выполнить наполнение
    else if (T[1]<T≤(T[1]+T[2]))
      выполнить выдержку давления
    else
      обнулить счетчик
else (S≥S_KP)      – сравнение текущего проскальзывания с критическим
    if (T≤T[3])
      выполнить опорожнение
    else if (T[3]<T≤(T[3]+T[4]))
      выполнить выдержку давления
    else
      обнулить счетчик
```

Рис. 2.6. Алгоритм работы модуляторов САР при моделировании переходных процессов пневматического тормозного привода

выдержки равной нулю, модель будет работать в режиме двухфазного регулирования рабочего процесса в пневматическом тормозном приводе транспортного средства.

Модель модулятора системы автоматического регулирования представляет собой ДЕ-звено пневматического тормозного привода, которое имеет три отверстия и полость. Схема модулятора САР тормозного усилия изображена на рис. 2.7.

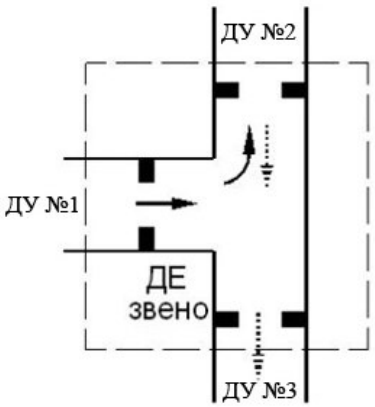
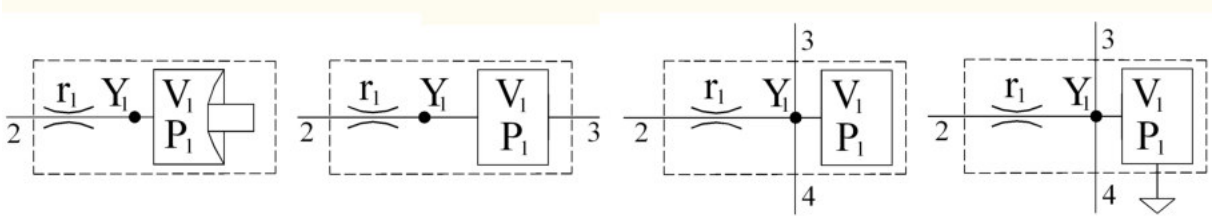


Рис. 2.7. Схема модулятора системы автоматического регулирования: №1 – условный диаметр на входе в модулятор; №2 – условный диаметр на выходе из модулятора (связан тормозной камерой); №3 – условный диаметр на выходе из модулятора (связан с атмосферой)

Уравнения для описания переходных процессов в модуляторе системы автоматического регулирования тормозного усилия приведены в разделе 2.1.4.

2.1.4 Уравнения динамики пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200

Анализ различных конструкций пневматических тормозных приводов [35, 37, 39, 43, 46, 56, 62, 93–103] позволил определить наиболее часто встречающиеся элементы и отдельные ветви привода (рис. 2.8). На основании этих элементов и отдельных ветвей не сложно составить математическую модель типовых веток, соответствующих контурам пневматического тормозного привода транспортного средства.



а) б) в) г)

Рис. 2.8. Элементы и разветвления пневматического тормозного привода: а) тормозная камера; б) трубопровод; в) разветвление; г) пневматический аппарат; 1 – индекс ДЕ-звена; 2 – вход в ДЕ-звено; 3 и 4 – выходы из ДЕ-звена; Y–расчетный узел; r–проходное сечение дросселирующего отверстия в ДЕ-звене; V–объем ДЕ-звена; P – давление в ДЕ-звене.

Составим такую математическую модель на примере двухосного автобуса МАЗ-256200 с ускорительным клапаном в заднем контуре и индивидуальными модуляторами АБС (рис. 2.9 и 2.10).

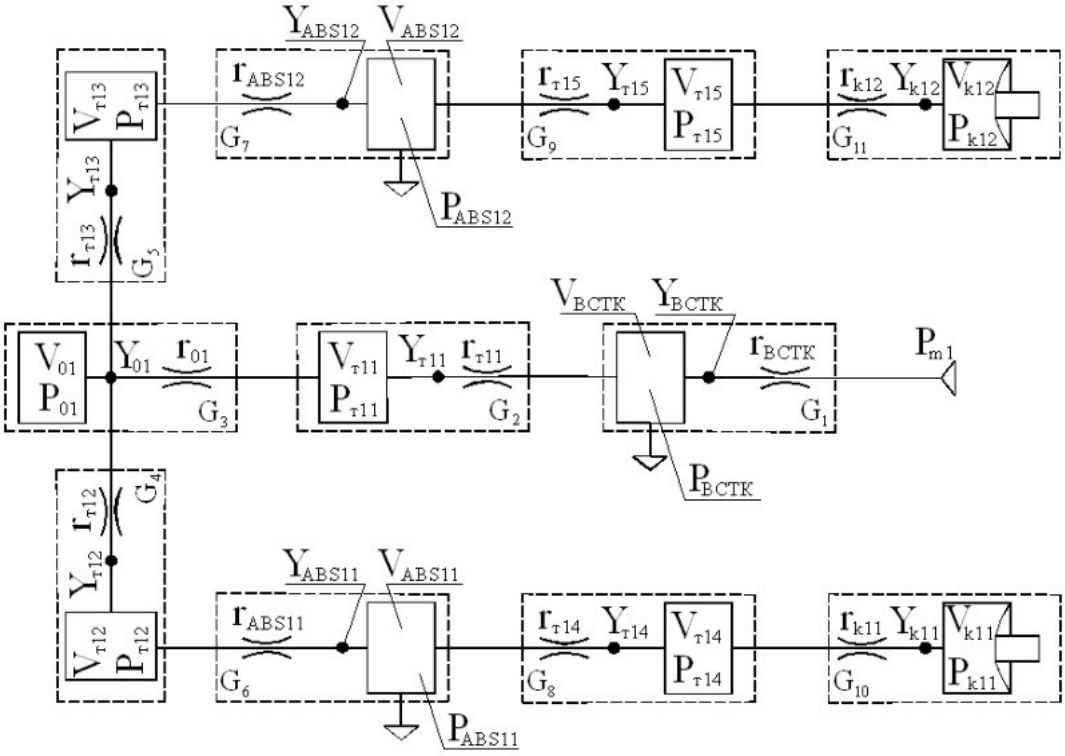


Рис. 2.9. Модель переднего контура пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200 с индивидуальными модуляторами АБС

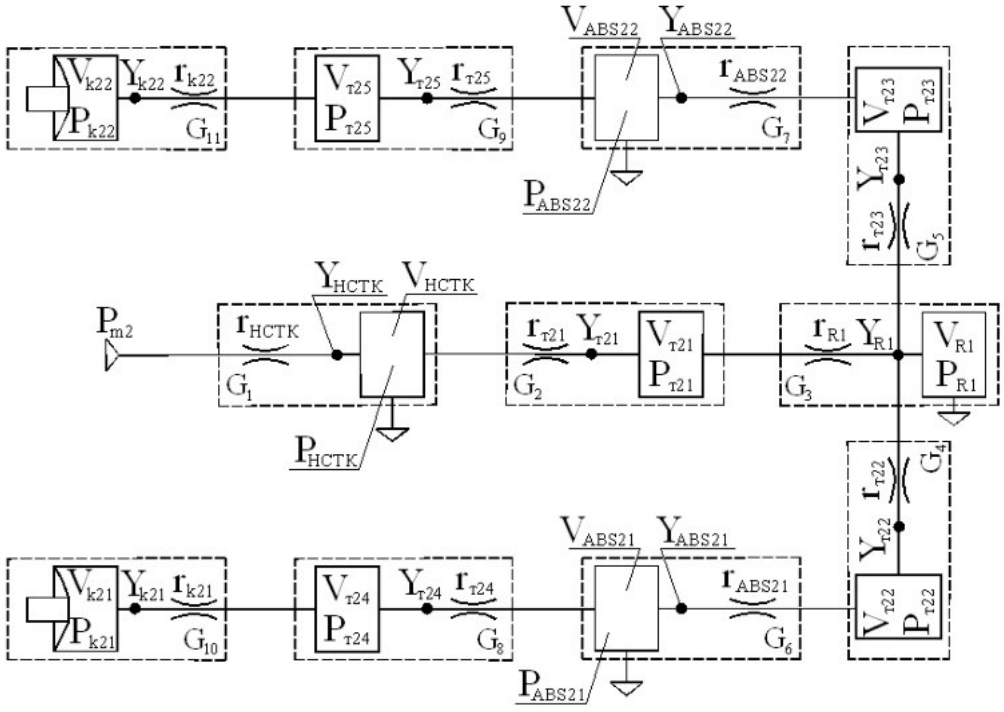


Рис. 2.10. Модель заднего контура пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200 с индивидуальными модуляторами АБС

Соответственно на рис. 2.9 и рис. 2.10 индексы обозначают: ВСТК и НСТК – верхнюю и нижнюю секцию тормозного крана; Тij – j-ю трубку i-го контура привода; ABSij – j-й модулятор АБС i-го контура; ij – j-е разветвление i-го контура; Rij – j-й ускорительный клапан i-го контура; kij – j-ю тормозную камеру i-го контура; mi – ресивер i-го контура.

На основе моделей типовых веток переднего и заднего контуров с учетом антиблокировочной системы и ускорительного клапана запишем дифференциальные уравнения, описывающие динамику изменения давления в режиме наполнения ДЕ-звеньев привода:

передний контур

$$\begin{cases} \frac{dp_{BCTK}}{dt} = \frac{(G_1 - G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{BCTK}} \\ \frac{dp_{T11}}{dt} = \frac{(G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T11}} \\ \frac{dp_{01}}{dt} = \frac{(G_3 - G_4 - G_5) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{01}} \\ \frac{dp_{T12}}{dt} = \frac{(G_4 - G_6) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T12}} \\ \frac{dp_{T13}}{dt} = \frac{(G_5 - G_7) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T13}} \\ \frac{dp_{ABS11}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_6 - G_8 - G_{10}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS11}} \right) \\ \frac{dp_{ABS12}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_7 - G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS12}} \right) \\ \frac{dp_{T14}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_8 - G_{10}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T14}} \right) \\ \frac{dp_{T15}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T15}} \right) \\ \frac{dp_{K11}}{dt} = X_m \left(\frac{G_{10} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K11}} \right) \\ \frac{dp_{K12}}{dt} = X_m \left(\frac{G_{11} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K12}} \right) \end{cases}$$

задний контур

$$\begin{cases} \frac{dp_{HCTK}}{dt} = \frac{(G_1 - G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{HCTK}} \\ \frac{dp_{T21}}{dt} = \frac{(G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T21}} \\ \frac{dp_{R21_1}}{dt} = \frac{G_3 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{R21_1}} \\ \frac{dp_{R21_2}}{dt} = \frac{(G_4 - G_5 - G_6) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{R21_2}} \\ \frac{dp_{T22}}{dt} = \frac{(G_5 - G_7) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T22}} \\ \frac{dp_{T23}}{dt} = \frac{(G_6 - G_8) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T23}} \\ \frac{dp_{ABS21}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_7 - G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS21}} \right) \\ \frac{dp_{ABS22}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_8 - G_{10} - G_{12}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS22}} \right) \\ \frac{dp_{T24}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T24}} \right) \\ \frac{dp_{T25}}{dt} = X_m \left(\frac{(G_{10} - G_{12}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T25}} \right) \\ \frac{dp_{K21}}{dt} = X_m \left(\frac{G_{11} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K21}} \right) \\ \frac{dp_{K22}}{dt} = X_m \left(\frac{G_{12} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K22}} \right) \end{cases}$$

В зависимости от фазы регулирования параметр X_m может иметь три режима (наполнение/выдержка/опорожнение). Этот параметр имитирует работу модулятора САР в процессе моделирования динамики торможения транспортного средства. Соответственно режимам параметр X_m может иметь следующие значения: $X_m = +1$ режим наполнения ,$X_m = 0$ режим выдержки и $X_m = -1$ режим опорожнения .

При условии, когда $X_m = 0$, давление в модуляторе должно быть приравнено к давлению на предыдущем шаге расчета в соответствии с алгоритмом, который приведен на рис. 2.6.

Решение дифференциальных уравнений методом Эйлера с переменным шагом по времени позволяет определить изменение давления в тормозной камере при наполнении и опорожнении пневматического тормозного привода, оборудованного ускорительным клапаном и индивидуальными АБС модуляторами.

Особенностью математических моделей является применение универсальной модели модулятора давления, управление которым осуществляется переменным входным сигналом, получаемым от модели динамического изменения состояния качения затормаживаемого колеса.

При срабатывании модели модулятора давления часть привода до модулятора не опорожняется, таким образом, к модулятору подводится давление контура, что дает возможность оценить влияние систем автоматического регулирования на процессы, протекающие в исполнительной части пневматического тормозного привода (тормозной камере).

2.2 Методика оценки эффективности и безопасности процесса торможения транспортного средства при проектировании тормозного управления

На территории Украины, при сертификации АБС, их эффективность предписано оценивать коэффициентом использования силы сцепления (ε). Этот коэффициент показывает на сколько процентов АБС использует сцепные свойства шины. В работе [104] А.Б. Гредескул отмечает, что эффективность торможения ТС необходимо оценивать тормозным путем и установившимся замедлением, поскольку именно они являются показателями, на основе которых можно оценить безопасность торможения транспортного средства.

Для того, чтобы определить тормозной путь ТС с системами автоматического регулирования тормозного усилия, воспользуемся предложенным в работе [105] уравнением энергетического баланса:

$$\Delta E \pm \Delta P = A_{\text{т}} + A_{\text{тр}} + A_f + A_\varphi + A_w, \tag{2.25}$$

где ΔE — изменение кинетической энергии транспортного средства;

ΔP — изменение потенциальной энергии транспортного средства;

$A_{\text{т}}$ — работа сил трения в тормозных механизмах;
$A_{\text{тр}}$ — работа сил трения в агрегатах трансмиссии;
A_f — работа сил сопротивления качения шины;
A_φ — работа сил трения скольжения в контакте шин с дорогой;
A_w — работа силы сопротивления воздуха.

Если пренебречь работой сил трения в агрегатах трансмиссии, работой сопротивления качения и работой сопротивления воздуха, выражение (2.25) примет вид:

$$\Delta E \pm \Delta P = A_{\text{т}} + A_\varphi. \tag{2.26}$$

При экстренном торможении с отсоединенным двигателем, если пренебречь падением скорости во время начального нарастания общей тормозной силы, с изменением скорости транспортного средства от V_H до полной остановки, кинетическая энергия (E), которая поглощается за время одного такого торможения, будет равна [105]:

$$E = \Delta E = \frac{\delta_a \cdot G \cdot V_H^2}{2 \cdot g}, \tag{2.27}$$

где δ_a — коэффициент учета вращающихся масс, который можно определить при помощи зависимости:

$$\delta_a = 1 + \frac{g \cdot \Sigma I_k}{G \cdot r_{\text{д}}^2}.$$

Полагая, что динамический радиус колес равен статическому ($r_{\text{д}} \approx r_{\text{ст}}$), воспользуемся полиномами, предложенными в работе [106] для определения момента инерции. Для большинства автомобильных колес в сборе с шиной, статические радиусы которых находятся в пределах $0,271 \div 0,575$ м, запишем:

– при статическом радиусе, входящем в диапазон $0,271 \div 0,4$ м:

$$I_k = 9,196 - 74 \cdot r_{\text{ст}} + 154 \cdot r_{\text{ст}}^2;$$

– при статическом радиусе, входящем в диапазон $0,4 \div 0,575$ м:

$$I_k = 92 - 473 \cdot r_{\text{ст}} + 636 \cdot r_{\text{ст}}^2.$$

Изменение потенциальной энергии транспортного средства во время движения на подъем $(-\Delta P)$ или спуск $(+\Delta P)$ определяется как:

$$\pm \Delta P = G \cdot \sin\alpha \cdot S_T, \tag{2.28}$$

где α – угол наклона дороги в продольном направлении;

S_T – тормозной путь, м.

При торможении на горизонтальном участке дороги $\Delta P = 0$.

Сумму работ, которые входят в равенство (2.26), можно определить как произведение какой либо силы на перемещение, на протяжении которого действовала эта сила.

При работе систем автоматического регулирования тормозного усилия, с увеличением проскальзывания (S) затормаживаемых колес, работа $A_{\text{т}}$ будет уменьшаться, а работа сил трения скольжения шин транспортного средства по дорожной поверхности A_φ – увеличиваться. В случае, когда проскальзывание будет равняться 1, работа $A_{\text{т}}$ будет равна нулю, и будет выполняться только работа A_φ.

Работу сил трения в тормозных механизмах, при работе САР, можно определить по формуле [105]:

$$A_{\text{т}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{M^j_{TOPi}}{r_{\text{д}}} \cdot (1 - S_i) \cdot S_T, \tag{2.29}$$

где S_i – среднее проскальзывание на i-м колесе.

Работу сил трения скольжения в контакте шин с опорной поверхностью с учетом перераспределения веса на каждое колесо можно описать следующей зависимостью:

$$A_\varphi = \sum_{i=1}^{n} \left(N^j_i \cdot f^j_{xi} \right) \cdot \cos\psi \cdot S_T. \tag{2.30}$$

Тормозную силу на i-том колесе при работе системы автоматического регулирования тормозного усилия можно определить при помощи ниже приведенной зависимости (2.31), если не учитывать составляющую ускорения, обусловленную темпом увеличения проскальзывания S_i, и считать, что САР поддерживает средний тормозной момент, который соответствует грани блокирования [33]:

$$N^j_i \cdot f^j_{xi} = \frac{M^j_{TOPi}}{r_{\text{д}}} - \frac{I_k \cdot (1 - S_i) \cdot |-j_x|}{r^2_{\text{д}}}, \tag{2.31}$$

где $|-j_x|$ – среднее линейное замедление на установившейся стадии торможения транспортного средства, м/с^2:

Подставив зависимости (2.27), (2.28), (2.29), (2.30) и (2.31) в уравнение энергетического баланса (2.26), выразим тормозной путь, который пройдет транспортное средство от начала до конца процесса торможения:

$$S_T = \frac{0,5 \cdot \delta_a \cdot m \cdot V_H^2}{\sum\limits_{i=1}^{n} \frac{M_{TOPi}^j}{r_д} \cdot (1 - S_i + \cos\psi) - \sum\limits_{i=1}^{n} \frac{V_H \cdot I_k \cdot (1-S_i) \cdot \cos\psi}{r_д^2 \cdot t_{top}} \mp G \cdot \sin\alpha}. \qquad (2.32)$$

В выражении (2.32) знак «–» перед разностью $G \cdot \sin\alpha$ используется при движении транспортного средства на спуск, а знак «+», если он движется на подъем.

Из уравнения (2.32) можно увидеть, что САР повышает работу сил трения в тормозном механизме, в результате чего повышается работа сил трения в контакте шин с опорной поверхностью и реализуется большее сцепление, что в свою очередь приводит к увеличению замедления транспортного средства, и, как следствие, повышению его эффективности торможения.

Поскольку при помощи выражения (2.32) можно определить только тормозной путь, который проедет транспортное средство под воздействием системы автоматического регулирования за время торможения t_{top}, то к выражению необходимо добавить тормозной путь, который пройдет транспортное средство за время нарастания замедления $t_н$, считая движение транспортного средства равнозамедленным, за время реакции водителя t_p и за время запаздывания срабатывания привода $t_з$, для того, чтобы определить полный остановочный путь транспортного средства. Таким образом, полный остановочный путь транспортного средства можно определить при помощи зависимости:

$$S_{OCT} = V_H \cdot (t_p + t_з + 0,5 \cdot t_н) + S_T. \qquad (2.33)$$

Выражение в знаменателе в скобках, без учета $\mp G \cdot \sin\alpha$, приведенное в уравнении (2.32), это не что иное, как некая средняя реализуемая сила, которую можно назвать полной средней реализуемой силой торможения при работе системы автоматического регулирования:

$$P_T^{cp} = \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{TOPi}^j}{r_д} \cdot (1 - S_i + \cos\psi) - \sum_{i=1}^{n} \frac{V_H \cdot I_k \cdot (1 - S_i) \cdot \cos\psi}{r_д^2 \cdot t_{top}}. \qquad (2.34)$$

При проскальзывании, которое соответствует грани блокирования, величина инерционного момента является незначительной, поэтому ею можно пренебречь, в этом случае средний реализуемый момент между шиной и опорной поверхностью будет равным среднему подведенному тормозному моменту.

В работе [107] автор отмечает, что средняя реализуемая тормозная сила, при работе САР, может быть определена при помощи выражения:

$$P_T^{cp} = \delta_a \cdot G \cdot \varphi_{cp} \cdot \varepsilon. \tag{2.35}$$

Если учесть выражения (1.3), (2.34), (2.35) и (2.68), то уравнение (2.33), при торможении транспортного средства с системой автоматического регулирования, примет вид:

$$S_{OCT} = V_H \cdot (t_p + t_з + 0,5 \cdot t_н) + \frac{0,5 \cdot \delta_a \cdot t_{ABS}^{45-15} \cdot V_H^2}{8,33 \cdot \delta_a \mp g \cdot t_{ABS}^{45-15} \cdot \sin\alpha}, \tag{2.36}$$

где t_{ABS}^{45-15} – время установившегося торможения транспортного средства в диапазоне скоростей от 45 до 15 км/ч с включенной системой автоматического регулирования тормозного усилия.

Выражение (2.36) может быть использовано только при начальных скоростях торможения выше 50 км/ч.

Если выразить выражение (2.33) через φ_{cp} и ε для соответствующих условий торможения транспортного средства и его состояния загрузки, то оно может быть представлено в виде:

$$S_{OCT} = V_H \cdot (t_p + t_з + 0,5 \cdot t_н) + \frac{0,5 \cdot \delta_a \cdot V_H^2}{\delta_a \cdot g \cdot \varphi_{cp} \cdot \varepsilon \mp g \cdot \sin\alpha}. \tag{2.37}$$

Значения φ_{cp} и ε могут быть получены путем моделирования динамики торможения транспортного средства, при этом экспериментальную величину φ_{cp} необходимо принять равной максимальному коэффициенту торможения транспортного средства (z_{max}) в данных условиях торможения с отключенной системой автоматического регулирования при качении его колес с максимальной эффективностью без блокирования.

2.2.1 Методика расчета тормозных механизмов

В основу методики расчета тормозных механизмов с пневматическим приводом положен функциональный расчет барабанного тормоза, предложенный в работе [108], и метод расчета дискового тормоза с пневматической тормозной камерой [96, 109, 110].

При выборе параметров барабанных тормозных механизмов для АТС следует соблюдать следующие рекомендации: угол охвата тормозной накладки β_0 необходимо выбирать в диапазоне $110^0 \div 135^0$, а угол смещения биссектрисы угла охвата накладки Ψ_c в диапазоне $10^0 \div 20^0$; при неизвестном материале тормозной накладки следует принимать минимальный коэффициент трения μ_{min} равный $0,35$; длина тормозной накладки L_n не должна превышать величины $2,4 \cdot r_{tb}$, а радиус барабана r_{tb} необходимо выбирать исходя из конструктивных параметров колес, которые планируется устанавливать на транспортное средство в диапазоне $0,15 \div 0,35$; угол приложения приводного усилия α_3 для тормозных механизмов с одной степенью свободы следует принять равным 0^0, а угол между вертикальной осью барабана и осью проходящей через опору и центр барабана α_4 не больше 24^0.

Расстояние между опорой колодки и горизонтальной осью барабана (a_n) большинство исследователей [96, 108, 110] принимают равным расстоянию между горизонтальной осью барабана и точкой приложения приводного усилия (c_n), но допускается и их незначительное расхождение.

Тормозной момент на колодке барабанного тормозного механизма можно определить, используя графоаналитический метод (рис. 2.11):

$$M_{Ki}^j = \mu_{min} \cdot N_k^j \cdot \rho_y.$$

При этом равнодействующую N_k^j всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения барабан-накладка, можно найти, составив уравнение моментов относительно опоры колодки.

Если учесть, что закон распределения давления $q(\alpha_0)$ постоянен при действии усилия со стороны тормозной камеры P_k, то условный радиус трения ρ_y можно определить из формулы:

$$\rho_y = r_{tb} \cdot \frac{\beta_0 \cdot \pi}{360 \cdot \sin\left(\frac{\beta_0}{2}\right)}.$$

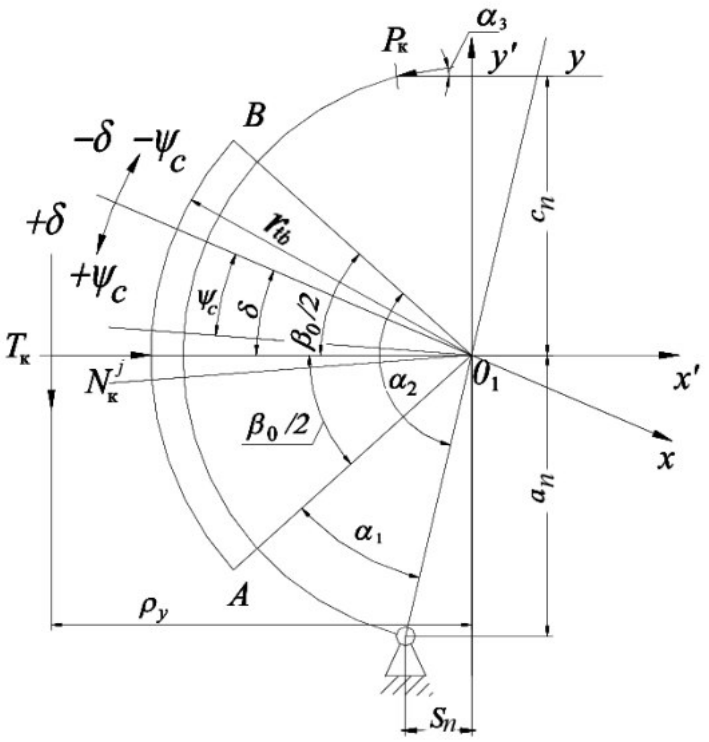


Рис. 2.11. Геометрические параметры колодки барабанного тормоза с одной степенью свободы

Для практических расчетов тормозного момента, подведенного к колесу с барабанным тормозом, при установке s-образного разжимного кулака удобно использовать зависимость вида [108]:

$$M_{TOPi}^{j} = F_a \cdot i_s \cdot \eta \cdot K_e \cdot r_{tb} \cdot p_i. \tag{2.38}$$

где F_a – активная площадь пневматического цилиндра или пневматической камеры, м^2;

i_s – передаточное отношение кулачкового разжимного механизма (s-образного разжимного кулака);

η – КПД тормозного механизма $(0,8 \div 0,95)$;

K_e – коэффициент эффективности барабанного тормоза.

Активную площадь пневматического цилиндра или пневматической камеры можно определить при помощи зависимости [108]:

$$F_a = \frac{T_i \cdot 6.45}{10000}. \tag{2.39}$$

где T_i – тип тормозной камеры.

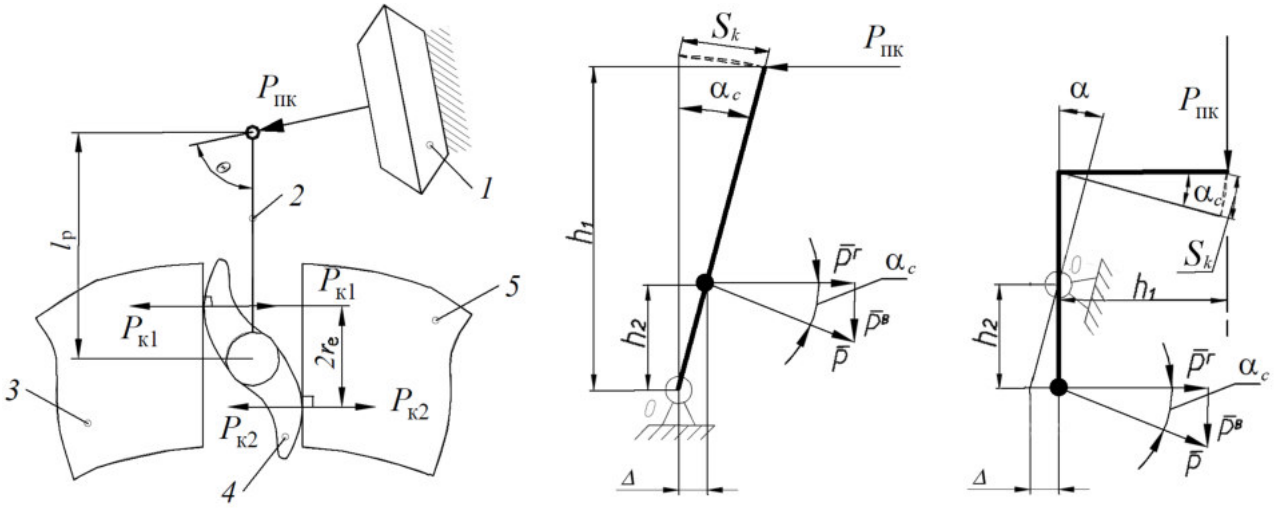
Передаточное отношение кулачкового разжимного механизма барабанного тормоза можно определить при помощи зависимости [108]:

$$i_s = \frac{l_p \cdot sin\Theta}{r_e}, \tag{2.40}$$

где l_p – длина разжимного рычага (рис. 2.12 а)), м^2;

Θ – угол приложения усилия от штока тормозной камеры к разжимному рычагу (рис. 2.12 а)), град;

r_e – радиус окружности-эвольвенты профиля s-образного разжимного кулака (рис. 2.12 а)), м.



а) б) в)

Рис. 2.12. Расчетные схемы для определения передаточного отношения механизмов разжима: а) – с кулачковым разжимным механизмом (s-образным разжимным кулаком); б) – с прямым рычагом дискового тормоза; в) – с Г-образным рычагом дискового тормоза; 1 – пневматическая камера (цилиндр); 2 – нажимной рычаг поворотного кулака; 3 и 5 – тормозные колодки; 4 – разжимной кулак

Коэффициент эффективности барабанного тормоза можно определить при помощи зависимости [108]:

$$K_e = \frac{2 \cdot x_1 \cdot x_2}{x_1 + x_2}, \tag{2.41}$$

где x_1 и x_2 – коэффициенты, характеризующие параметры прижимной и отжимной колодки барабанного тормоза

$$x_{1,2} = \frac{cos\alpha_3 \cdot (a_n + c_n) \cdot \mu_{min} \cdot \rho_y}{\left(\frac{a_n}{cos\alpha_4} \cdot (cos\delta \pm \mu_{min} \cdot sin\delta) \mp \mu_{min} \cdot \rho_y\right) \cdot r_{tb}}, \tag{2.42}$$

где δ – угол, который определяется по зависимости

$$\delta = \arctan\left(\frac{\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1}{\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2}\right), \tag{2.43}$$

где α_1 и α_2 – углы, определяющие положение накладки барабанного тормоза относительно опоры колодки, град (см. рис. 2.11).

При выборе параметров дисковых тормозных механизмов следует учитывать внешний R_H и внутренний R_B радиусы тормозной накладки, а также половину угла охвата тормозной накладки Θ_0 и её площадь, при этом надо полагать, что коэффициент трения μ_{min} и закон распределения давления $q(\alpha_0)$ в результате действия усилия со стороны тормозной камеры являются постоянными, хотя на самом деле они имеют случайный характер и не являются детерминированными, при этом фрикционный контакт должен быть непрерывным и равным номинальной площади трения [96, 109, 110].

Таким образом, величину момента, развиваемую накладкой, можно определить следующим образом:

$$M_{Hi}^{j} = \mu_{min} \cdot N_k^j \cdot \rho_H.$$

Равнодействующая N_k^j всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения накладка-диск, равна усилию P_k, действующему со стороны тормозной камеры на накладку, если пренебречь силами трения колодки о суппорт [109] (рис. 2.13).

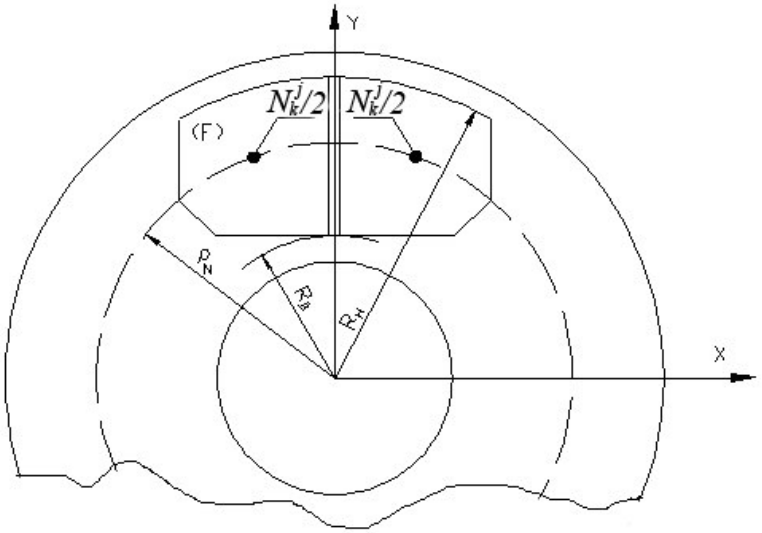


Рис. 2.13. Геометрические параметры дискового тормозного механизма

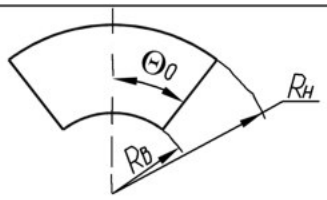
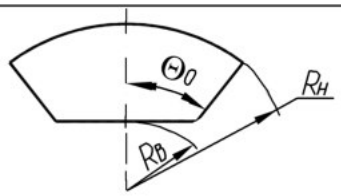
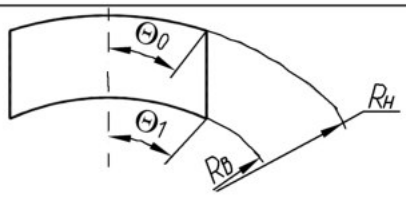
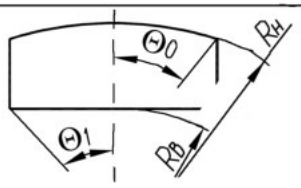
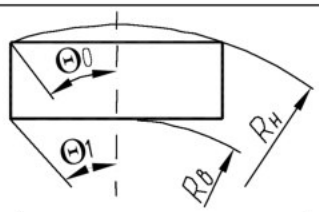
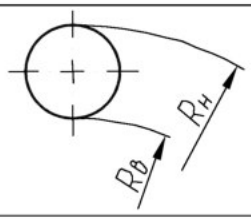
При постоянном законе распределения давления $q(\alpha_0)$ главный вектор нормальных сил трения, так называемый центр давления ρ_H, будет совпадать с центром тяжести номинальной площади накладки F:

$$\rho_H = \frac{1}{F}\int\limits_F \rho_0 \cdot \cos\Theta_0 \, dF.$$

Согласно результатам работы [109], центр давления ρ_H для различных тормозных накладок можно представить в виде (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Аналитические выражения для определения центра давления различных тормозных накладок

Форма накладки		
Центр давления	$\frac{120\cdot R_H\left(1-\alpha_0^3\right)\sin\Theta_0}{\pi\left(1-\alpha_0^2\right)\Theta_0}$	$\frac{120\cdot R_H\left(\sin\Theta_0-\alpha_0^3\,\mathrm{tg}\,\Theta_0\right)}{\left(\pi\cdot\Theta_0-180\cdot\alpha_0^2\,\mathrm{tg}\,\Theta_0\right)}$
Форма накладки		
Центр давления	$\frac{180\cdot R_H\left(1-\alpha_0^2\right)\sin\Theta_0}{\pi\left(\Theta_0-\alpha_0^2\cdot\Theta_1\right)+180\cdot\sin\Theta_0\left(\cos\Theta_0-\sqrt{\alpha_0^2-\sin^2\Theta_0}\right)}$	$\frac{180\cdot R_H\cdot\sin\Theta_0\left(1-\alpha_0^2-\frac{1}{3}\sin^2\Theta_0\right)}{\pi\Theta_0-180\cdot\sin\Theta_0(2\cdot\alpha_0+\cos\Theta_0)}$
Форма накладки		
Центр давления	$\frac{R_H\cdot\left(1-\alpha_0^2-\frac{1}{3}\cdot\sin\Theta_0(1+\sin\Theta_0)\right)}{2\cdot(\cos\Theta_0-\alpha_0)}$	$0{,}5\cdot R_H\cdot(1+\alpha_0)$

Для удобства практического применения полученные в работе [109] аналитические решения для определения центра давления накладки представлены в безразмерной форме, а в качестве характерных величин приняты половина угла охвата Θ_0 и отношение α_0 внутреннего радиуса R_B накладки к внешнему R_H.

Для практических расчетов тормозного момента, подведенного к колесу с дисковым тормозом, удобно использовать зависимость вида:

$$M_{TOPi}^{j} = F_a \cdot i_T \cdot \eta \cdot n_d \cdot K_e^T \cdot \rho_H \cdot p_i, \tag{2.44}$$

где i_T – передаточное отношение механизма разжима;

K_e^T – коэффициент эффективности дискового тормоза ($K_e^T = \mu_{min}$);

n_d – количество пар трения в дисковом тормозе.

Передаточное отношение механизма разжима дискового тормоза можно определить при помощи зависимости (см. рис. 2.12):

$$i_T = \frac{h_1}{h_2 \cdot \left(1 + \tan^2\left(2 \cdot \arcsin\left(\frac{S_k}{2 \cdot h_1}\right)\right)\right)}, \tag{2.45}$$

где h_1 – плечо приложения усилия действующего на штоке тормозной камеры относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;

h_2 – плече действия силы на толкатель тормозной накладки относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;

S_k – ход штока тормозной камеры, м.

При выборе параметров тормозных механизмов транспортных средств категории M_3 и N_3 необходимо принять следующие допущения:

1. Допущение о применении колодок с одной степенью свободы в барабанном тормозном механизме с s-образным разжимным кулаком. Необходимость применения этого допущения основано на том, что большинство автомобилей имеют барабанные тормозные механизмы такой конструкции.

2. Допущение о равенстве углов $\delta = \Psi_0$ для колодок с одной степенью свободы при условии постоянства распределения давлений по длине тормозной накладки предполагает, что закон распределения давлений $q(\alpha_0) = const$. Допущение основано на том, что экспериментально доказано, что контакт между тормозной накладкой и барабаном имеет дискретный характер, поэтому закон $q(\alpha_0)$ теряет физический смысл.

3. Допущение о постоянстве коэффициента трения между накладкой и поверхностью трения. Такое допущение принято для упрощения расчетов, поскольку коэффициент трения – это функция скорости и координат соприкосновения накладки с поверхностью трения.

2.2.2 Методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства при проектировании тормозного управления

При проектировании автомобильных тормозных систем отечественные производители автомобилей, как известно, должны руководствоваться соответствующими Национальными стандартами [3–7] и международными Правилами №13 ЕЭК ООН [1]. В приложении №10 международных Правил №13 ЕЭК ООН изложены требования, касающиеся распределения тормозных сил между осями транспортного средства, которое должно обеспечивать как предписываемую эффективность торможения без блокирования колес, так и определенное соотношение между реализуемыми коэффициентами сцепления каждой из осей.

Основной характеристикой распределения тормозных сил между осями принято считать [104] коэффициент распределения тормозных сил $\beta_{\text{и}}$, представляющий собой отношение тормозной силы на передней оси (R_{x1}) к общей тормозной силе $(\sum R_x)$:

$$\beta_{\text{и}} = \frac{R_{x1}}{\sum R_x}. \tag{2.46}$$

Выразим тормозные силы через приводное давление и коэффициент усиления тормозного механизма без учета момента инерции и представим в виде:

$$R_{x1} = \frac{M_{TOP1}}{r_{\text{д}}} = \frac{2 \cdot K_1 \cdot (p_1 - \Delta p_1)}{r_{\text{д}}}; \tag{2.47}$$

$$R_{x2} = \frac{M_{TOP2}}{r_{\text{д}}} = \frac{2 \cdot K_2 \cdot (p_2 - \Delta p_2)}{r_{\text{д}}}, \tag{2.48}$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты, характеризующие соответственно параметры передних и задних тормозных механизмов, м^3;

p_1 и p_2 – соответственно давления в тормозных камерах передней и задней оси транспортного средства, Па;

Δp_1 и Δp_2 – давление в тормозных камерах, при котором проявляется нечувствительность тормозного механизма, Па.

Если подставить уравнения (2.47) и (2.48) в уравнение (2.46), коэффициент распределения тормозных сил для транспортных средств с пневматическим тормозным приводом можно представить в виде:

$$\beta_{\text{и}} = \frac{K_1 \cdot (p_1 - \Delta p_1)}{K_1 \cdot (p_1 - \Delta p_1) + K_2 \cdot (p_2 - \Delta p_2)}. \tag{2.49}$$

При отсутствии в приводе тормозов регулирующих устройств (регуляторов тормозных сил или АБС) коэффициент $\beta_{\text{и}}$ величина постоянная. Выбор ее значения – одна из основных задач, решаемых при проектировании тормозных систем транспортных средств, так как именно она определяет, будет ли данное транспортное средство удовлетворять (или не удовлетворять) требованиям международного стандарта Правилам №13 ЕЭК ООН [1] и Национального стандарта ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 в части распределения тормозных сил между его осями.

Основными параметрами, используемыми в нормативных документах в отношении оценки качества распределения тормозных сил, служат:

– коэффициент торможения z;

– реализуемое сцепление передней оси f_1;

– реализуемое сцепление задней оси f_2.

Величины z, f_1 и f_2 есть ни что иное, как удельные тормозные силы [111], действующие соответственно на автомобиль в целом, на переднюю и заднюю его оси:

$$z = \frac{\sum R_x}{G}; \tag{2.50}$$

$$f_1 = \frac{R_{x1}}{N_1}; \tag{2.51}$$

$$f_2 = \frac{R_{x2}}{N_2}. \tag{2.52}$$

Известно, что сила $\sum R_x$ численно равна силе инерции автомобиля при торможении P_{jx} [111]

$$\sum R_x = P_{jx} = m \cdot j_x. \tag{2.53}$$

Учитывая, что $m = \frac{G}{g}$, в результате совместного решения уравнений (2.50) и (2.53) получим выражение для z, приведенное в международных Правилах №13 ЕЭК ООН [1]:

$$z = \frac{j_x}{g}. \tag{2.54}$$

Иными словами, коэффициент торможения z, являясь безразмерной величиной, который характеризует интенсивность затормаживания транспортного средства в данных сцепных, нагрузочных и скоростных условиях торможения.

Согласно выражению (2.46) тормозная сила на передней оси будет равна:

$$R_{x1} = \sum R_x \cdot \beta_{\text{и}}. \tag{2.55}$$

Тогда тормозная сила на задней оси:

$$R_{x2} = \sum R_x \cdot (1 - \beta_{\text{и}}). \tag{2.56}$$

В результате совместного решения уравнений (2.7), (2.8), (2.50), (2.51), (2.52), (2.53), (2.54), (2.55) и (2.56) получены выражения, связывающие реализуемые сцепления (удельные тормозные силы) на осях f_1 и f_2 с коэффициентом торможения z (общей удельной тормозной силой) и геометрическими параметрами транспортного средства [112].

$$f_1 = \frac{L \cdot z \cdot \beta_{\text{и}}}{b + z \cdot h_g}; \tag{2.57}$$

$$f_2 = \frac{L \cdot z \cdot (1 - \beta_{\text{и}})}{a - z \cdot h_g}. \tag{2.58}$$

Ясно, что величина коэффициента торможения z определяется, в первую очередь, реализуемыми сцеплениями f_1 и f_2. Связь между ними можно получить, решая совместно уравнения (2.57) и (2.58). Она имеет вид:

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h_g \cdot (f_1 - f_2)}. \tag{2.59}$$

Очевидно, что уравнение (2.59) для плоской схемы движения транспортного средства является упрощенным вариантом уравнения (2.20) пространственного движения транспортного средства.

Согласно предписаниям стандарта ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 и Правил №13 ЕЭК ООН, представляемое на официальное утверждение транспортное средство любой категории в диапазоне изменения коэффициента сцепления φ от $0,2$ до $0,8$ должно удовлетворять соотношению:

$$z \geqslant 0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2)\,. \tag{2.60}$$

Если уравнение (2.54) разрешить относительно замедления j_x, то предписание (2.60) может быть представлено в таком виде:

$$j_x \geqslant g \cdot (0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2))\,. \tag{2.61}$$

Равенства:

$$z = 0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2) \tag{2.62}$$

и

$$j_x = g \cdot (0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2)) \tag{2.63}$$

определяют допустимую минимальную интенсивность торможения транспортного средства в данных условиях сцепления колес с дорогой. Отсюда формулировка основного требования, предъявляемого Правилами №13 ЕЭК ООН к любому транспортному средству в части торможения, звучит так: *если торможение автомобиля осуществляется на дороге с коэффициентом сцепления φ, то оно должно происходить с интенсивностью не ниже той, что определяется коэффициентом z или замедлением j_x, подсчитанным соответственно по уравнению* (2.62) *или* (2.63).

В принципе, приемлемыми интенсивностями торможения являются и интенсивности, которые превышают величины определяемые уравнениями (2.62) и (2.63). Но при этом необходимо учитывать другое требование Правил №13 ЕЭК ООН, которое для автомобилей всех категорий сформулировано следующим образом: *для всех условий нагрузки транспортного средства кривая реализуемого сцепления передней оси должна располагаться над кривой реализуемого сцепления задней оси*:

– для транспортных средств категории M_1 в диапазоне коэффициентов торможения z от $0,15$ до $0,8$;

– для транспортных средств категории N_1 в диапазоне коэффициентов торможения z от $0,15$ до $0,5$;

– для всех других категорий в диапазоне коэффициентов торможения z от $0,15$ до $0,3$.

Для дачи окончательного заключения о соответствии данного автомобиля требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в отношении распределения тормозных сил необходимо еще учитывать то, что для всех транспортных средств существует норматив по замедлению (j_H), который также должен быть выполнен для любой из категорий ТС:

– для автомобилей категории M_1 минимальное нормативное замедление должно быть не ниже $5,8$ м/c^2.

– для всех остальных категорий минимальное нормативное замедление должно быть не ниже 5 м/c^2.

Очевидно, что неравенство (2.60), как и равенство (2.62), записано в строгом соответствии с физическим смыслом рассматриваемого явления. Так как торможение автомобиля может происходить в разных сцепных условиях, то коэффициент сцепления φ в выражении (2.60) выступает как независимая переменная. Коэффициент же z как характеристика требуемой интенсивности торможения является функцией, то есть зависимой переменной, определяемой величиной φ.

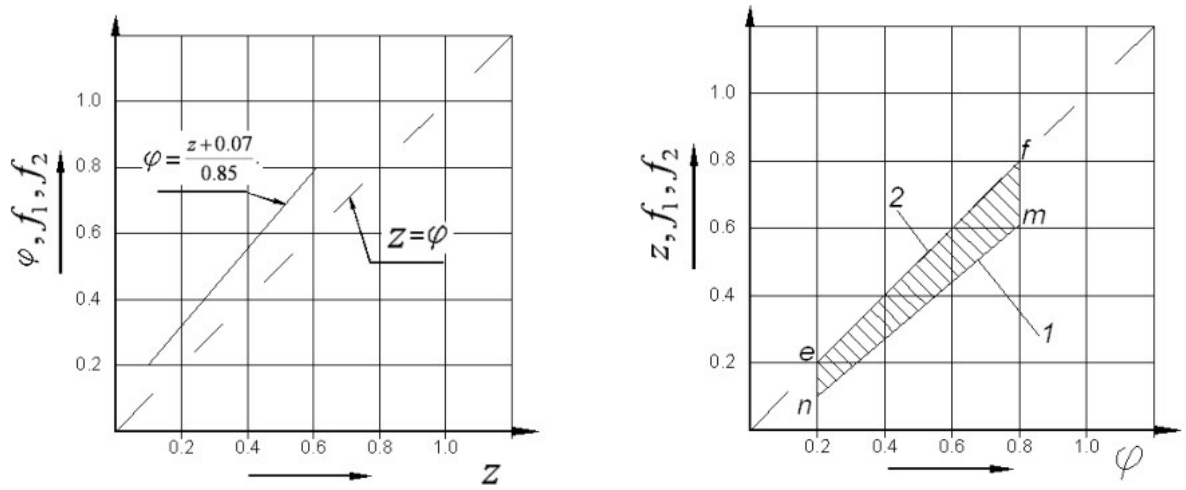
В Правилах №13 ЕЭК ООН (Приложение №10) в графическом представлении выражения (2.60) показана обратная функция (рис. 2.14, а)), согласно которой в качестве независимой переменной принята желаемая интенсивность торможения, характеризуемая коэффициентом z, а функцией стал требуемый для достижения этой интенсивности коэффициент сцепления φ, который должен быть не больше значения, определяемого выражением:

$$\varphi \leqslant \frac{z + 0,07}{0,85}. \tag{2.64}$$

Это выражение получено из неравенства (2.60) путем разрешения его относительно φ.

Представление выражения (2.60) обратной функцией затрудняет понимание рассматриваемых процессов. Поэтому целесообразно соотношение (2.60) графически (рис. 2.14, б)) представлять так, как оно представлено аналитически.

На рис. 2.14, б) линией 1 обозначена нижняя граница допустимых значений коэффициента z в функции φ, соответствующая уравнению (2.62). Линия 2 является верхней границей возможных значений коэффициента торможения z и реализуемых сцеплений f_1 и f_2. Ясно, что эти параметры не должны быть выше коэффициента сцепления φ в конкретных условиях торможения. На линии 2 соблюдается равенство $f_1 = f_2 = z = \varphi$.



а) б)

Рис. 2.14. Диаграмма граничного сцепления: а) – в соответствии с международными Правилами №13 ЕЭК ООН [1]; б) – в функции от φ

Таким образом, заштрихованной на графике областью $efmn$ ограничены все возможные значения величин z, f_1 и f_2 в функции φ согласно неравенству (2.60). При этом значения f_2 могут выходить за пределы линии 1, что естественно.

Методика оценки эффективности распределения тормозных сил транспортного средства заключается в следующем.

Сначала необходимо осуществить проверку данного транспортного средства на соответствие его минимальному требованию по интенсивности торможения в заданных условиях сцепления. Здесь важно, чтобы при этом выполнялось требование о взаимном расположении кривых реализуемого сцепления.

Величины z, f_1 и f_2, увеличиваясь в процессе затормаживания автомобиля, при определенных давлениях в приводе тормозов становятся равными друг другу. С помощью формул (2.57) или (2.58), можно определить значение z (обозначим его z_f), при котором будет иметь место равенство $f_1 = f_2 = z_f$.

Величину z_f можно определить при помощи одного из выражений:

$$z_f = \frac{L \cdot \beta_{\text{и}} - b}{h_g}; \tag{2.65}$$

$$z_f = \frac{a - L \cdot (1 - \beta_{\text{и}})}{h_g}. \tag{2.66}$$

Значение z_f необходимо определить для груженого z_{fg} и порожнего z_{fn} состояния автомобиля.

При удовлетворительных значениях z_f по уравнению (2.64), используя значение z_f вместо z, определяются соответствующие значения коэффициента сцепления φ. Обозначим их для груженого автомобиля – φ_g и соответственно для порожнего – φ_n.

Используя уравнение (2.62), при последовательной задаче значений коэффициента сцепления φ вплоть до φ_g нетрудно определить соответствующие коэффициенты z. Затем, при известных z с помощью формул (2.57) и (2.58) определяются соответствующие значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_{1g} и f_{2g}) и порожнего (f_{1n} и f_{2n}) состояния транспортного средства.

По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей $z = f(\varphi)$, $f_1 = f(\varphi)$, $f_2 = f(\varphi)$. Кривая $f_1 = f(\varphi)$ не должна превышать прямую 2 на рис. 2.14, б), но она может иметь с этой прямой общую точку касания.

Для этого надо задаться такой зависимостью $z = f(\varphi)$, чтобы она, с одной стороны, была размещена в области принятых значений z в функции φ (область $efmn$, рис. 2.14, б)), а с другой стороны, чтобы полученная на ее основе кривая реализуемого сцепления $f_1 = f(\varphi)$ не превышала прямую $z = \varphi$. В крайнем случае, она может иметь с этой прямой общую точку касания. Также необходимо, чтобы на поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,2$ была достигнута интенсивность торможения z не ниже: для автомобилей категории M_1 – $0,099$; для других категорий – $0,085$.

Вид уравнения, которое описывает заданную функцию по своей структуре, запишем в виде, подобном уравнению (2.62):

$$z_H = j_H \cdot (0,017 + 0,141 \cdot (\varphi - 0,2)) . \qquad (2.67)$$

Для выполнения требований Правил №13 ЕЭК ООН при торможении с любой загрузкой транспортного средства, условие $f_1 > f_2$ должно соблюдаться во всем диапазоне изменения коэффициента торможения z для соответствующей категории транспортного средства. В связи с этим допустим, что равенство величин z, f_1 и f_2 для порожнего состояния транспортного средства наступит именно при $z = z_{fn} = 0,8$, тогда соответствующее значение коэффициента сцепления φ_n можно определить из выражения (2.67), разрешив его относительно φ.

Используя выражение (2.65), несложно определить новое значение коэффициента распределения $\beta_{\text{и}}$ для соответствующей категории ТС с учетом требований международных Правил №13 ЕЭК ООН при соответствующем максимальном значении коэффициента торможения z.

Таким образом, при верхнем пределе коэффициента торможения z для порожнего ТС соответствующей категории будет достигнута предписанная интенсивность торможения без блокирования колес.

Определив новое значение коэффициента распределения $\beta_{\text{и}}$, при помощи выражения (2.65) определяется коэффициент торможения для груженого транспортного средства, а из выражения (2.67) определяется значение коэффициента сцепления φ_g.

Используя уравнение (2.67), при последовательной задаче значений коэффициента сцепления φ вплоть до φ_g определяются соответствующие коэффициенты z. При известных z, с помощью формул (2.57) и (2.58) определяются значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_{1g} и f_{2g}) и порожнего (f_{1n} и f_{2n}) транспортного средства. По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей $z = f(\varphi)$, $f_1 = f(\varphi)$, $f_2 = f(\varphi)$.

Если при помощи выражения (2.67) не удается разместить кривую реализуемого сцепления f_1 ниже прямой $z = \varphi$, то необходимо изменить координаты центра масс проектируемого транспортного средства или устанавливать специальные регулирующие устройства (регуляторы тормозных сил) для удовлетворения требований международных и национальных стандартов в отношении реализуемого сцепления транспортного средства.

2.2.3 Методика определения коэффициента использования силы сцепления при работе антиблокировочной системы

Коэффициент торможения с работающей АБС можно определить по зависимости [3]:

$$Z_{AL} = \frac{0,849}{t_{ABS}^{45-15}}, \tag{2.68}$$

где t_{ABS}^{45-15} – время торможения транспортного средства в диапазоне скоростей от 45 до 15 км/ч при работающей антиблокировочной системе, с.

Время торможения с АБС определяется как:

$$t_{ABS}^{45-15} = \frac{\sum\limits_{i=1,\ldots,n}^{n} t_{minABS}^{i}}{n}, \tag{2.69}$$

где t_{minABS}^{i} – время торможения с работающей ABS, полученное при последовательно повторяющихся заездах n (не менее трех заездов), данное время выбирается из диапазона времени $t_{minABS}^{i} \div 1,05 \cdot t_{minABS}^{i}$, а при невозможности такого выбора в дальнейших расчетах должно использоваться минимальное полученное время t_{minABS}^{i}.

Для двухосных транспортных средств с антиблокировочной системой, установленной только на передней оси, коэффициент использования силы сцепления определяется как:

$$\varepsilon_1 = \frac{Z_{AL} \cdot G - 0,015 \cdot G_2}{f_1^{\text{Э}} \cdot \left(G_1 + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L}\right)}, \tag{2.70}$$

где G_1 и G_2 – соответственно нормальные реакции дорожного покрытия на i-ю ось в статических условиях, Н;

$f_1^{\text{Э}}$ – реализуемое сцепление передней оси.

Для двухосных транспортных средств с антиблокировочной системой, установленной только на задней оси:

$$\varepsilon_2 = \frac{Z_{AL} \cdot G - 0,01 \cdot G_1}{f_2^{\text{Э}} \cdot \left(G_2 - \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L}\right)}, \tag{2.71}$$

где $f_2^{\text{Э}}$ – реализуемое сцепление задней оси.

Коэффициент использования силы сцепления (ε) должен определяться при начальной скорости 50 км/ч на дорожном покрытии, имеющем коэффициент сцепления в пределах от $0,3$ или меньше до $0,8$ (сухой асфальтобетон). Для устранения влияния перепадов температур в тормозной системе рекомендуется сначала определять величину коэффициента торможения (Z_{AL}) с включенной АБС, а затем средний коэффициент сцепления (φ_{cp}).

Соблюдение условий $0,75 \leqslant \varepsilon \leqslant 1,1$ проверяется как на груженом, так и на транспортном средстве в порожнем состоянии. Испытание ТС

в груженом состоянии на поверхности с высоким коэффициентом сцепления может не проводиться, если предписанное усилие, прилагаемое к органу управления тормозной системы, не позволяет обеспечить полное срабатывание антиблокировочной системы. При испытании в порожнем состоянии регулирующее усилие может быть увеличено до 981 Н, если при воздействии на орган управления с максимальным усилием АБС срабатывает не полностью. Если величина в 981 Н недостаточна для включения системы, то это испытание может не проводиться. Для пневматических тормозных систем давление воздуха в ресивере не должно превышать давления, установленного заводом – изготовителем.

Для транспортных средств с антиблокировочными системами осуществляются также дополнительные проверки для фиксирования наличия блокировки колес. Такие проверки проводятся при отключенном двигателе транспортного средства в груженом и порожнем состоянии. В ходе проверок колеса, непосредственно управляемые антиблокировочной системой, не должны блокироваться, когда на дорогах с покрытием от 0,3 или менее до 0,8 (сухое асфальтобетонное покрытие) при начальной скорости 40 км/ч и при высокой начальной скорости, указанной в табл. 2.2, к педали тормозной системы резко прилагается максимальное усилие за время не более 0,2 с.

Таблица 2.2

Начальная скорость торможения ТС при дополнительных испытаниях антиблокировочной системы

Тип дорожного покрытия	Категория транспортных средств	Максимальная скорость при испытаниях, км/ч
поверхность с высоким коэффициентом сцепления	все категории, кроме категорий N_2 и N_3 в груженом состоянии	$0{,}8 \cdot V_{max} \le 120$
	транспортные средства категорий N_2 и N_3 в груженом состоянии	$0{,}8 \cdot V_{max} \le 80$
поверхность с низким коэффициентом сцепления	транспортные средства категорий M_1 и N_1	$0{,}8 \cdot V_{max} \le 120$
	транспортные средства категорий M_2, M_3 и N_2, за исключением тягачей с полуприцепом	$0{,}8 \cdot V_{max} \le 80$
	тягачи категорий N_2 и N_3 с полуприцепом	$0{,}8 \cdot V_{max} \le 70$

Следует отметить, что при проведении дополнительных испытаний, допускается кратковременная блокировка колес. Блокировка колес

допускается в том случае, если скорость транспортного средства ниже 15 км/ч. Подобным же образом допускается блокировка косвенно управляемых колес при любой скорости, но устойчивость и управляемость транспортного средства при этом не должны нарушаться.

При испытаниях на «миксте» допускается коррекция движения с помощью рулевого управления при условии, что угол поворота рулевого колеса не превышает 120° в течение первых 2 секунд и не превышает 240° в целом. Кроме того, в начале этих испытаний продольное среднее сечение транспортного средства должно проходить через границу между поверхностями с высоким и низким сцеплением, а в ходе испытания ни одна (наружная) часть шин не должна пересекать эту границу.

Реализуемые сцепления осей $f_1^Э$ и $f_2^Э$ можно определить как соотношение между максимальным тормозным усилием на оси без блокирования колес и соответствующей динамической нагрузкой на туже ось.

При определении реализуемого сцепления передней (задней) оси затормаживаться должна только одна ось испытываемого транспортного средства при начальной скорости 50 км/ч. Тормозное усилие должно быть распределено между колесами одной из осей для достижения максимального коэффициента торможения одной осью (Z_{max}^i). При проведении этих испытаний антиблокировочная система должна быть отсоединена или отключена.

Для определения максимального коэффициента торможения транспортного средства (Z_{max}^i) необходимо провести несколько испытаний при постепенном увеличении давления в приводе тормозов. В ходе каждого испытания должно поддерживаться постоянное усилие на педали тормоза, а коэффициент торможения можно определить из расчета заданного промежутка времени (t) при снижении скорости от 40 км/ч до 20 км/ч.

Коэффициент торможения можно определить по формуле [3]:

$$Z_{max}^i = \frac{0,566}{t_{CP}^{40-20}}, \tag{2.72}$$

где t_{CP}^{40-20} – минимальное среднее время торможения i–й осью в заданном диапазоне скоростей от 40 до 20 км/ч, с

$$t_{CP}^{40-20} = \frac{\sum\limits_{i=1,\ldots,n}^{n} t_{minCP}^i}{n}, \tag{2.73}$$

где t^i_{minCP} – время торможения, полученное при последовательно повторяющихся заездах, данное время выбирается из диапазона времени $t^i_{minCP} \div 1,05 \cdot t^i_{minCP}$, а при невозможности такого выбора в дальнейших расчетах должно использоваться минимальное время t^i_{minCP}.

Значение реализуемого сцепления $f_i^{Э}$ для двухосного транспортного средства можно определить при помощи зависимости [3]:

– для передней оси

$$f_1^{Э} = \frac{Z^1_{max} \cdot L - 0,015 \cdot a}{b + h_g \cdot Z^1_{max}}; \tag{2.74}$$

– для задней оси

$$f_2^{Э} = \frac{Z^2_{max} \cdot L - 0,01 \cdot b}{a - h_g \cdot Z^2_{max}}. \tag{2.75}$$

Величина полученного реализуемого сцепления должна быть округлена до третьего знака после запятой.

Средний коэффициент сцепления φ_{cp} можно определить из выражения [3]:

$$\varphi_{cp} = \frac{f_1^{Э}\left(G_1 + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L}\right) + f_2^{Э}\left(G_2 - \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L}\right)}{G}. \tag{2.76}$$

Для механических транспортных средств, оснащенных тремя осями, для определения величины φ_{cp} транспортного средства используется лишь ось, не сдвоенная с другой осью тележки.

Для транспортных средств категорий N_2 и N_3 с расстоянием между осями колес менее $3,8$ м и с $h_g/L \geq 0,25$ реализуемое сцепление задней оси не учитывается.

2.2.4 Методика количественной оценки эффективности торможения транспортного средства, оборудованного САР тормозного усилия

Рассмотренный в разделе 1.2.3 обобщенный критерий оценки эффективности работы САР тормозного усилия показал, что с его помощью можно оценить в процентном соотношении качество регулирования, но

нельзя оценить количественно эффективность торможения. Для количественной оценки показателей эффективности торможения необходимо рассмотреть сущность физических явлений, отраженных в качественном показателе – коэффициенте использования силы сцепления (ε).

Подставив выражение (2.76) в выражение (1.3), получим:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{\frac{f_1^{\text{Э}} \cdot N_1 + f_2^{\text{Э}} \cdot N_2}{m \cdot g} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot \left(f_1^{\text{Э}} - f_2^{\text{Э}}\right)}{L}}. \tag{2.77}$$

Выражение $\frac{f_1^{\text{Э}} \cdot N_1 + f_2^{\text{Э}} \cdot N_2}{m \cdot g}$ в уравнении (2.77) есть ни что иное, как максимальный коэффициент торможения z_{max} транспортного средства без антиблокировочной системы, определенный экспериментальным путем.

Таким образом, для понимания сущности оценки эффективности торможения следует преобразовать уравнение (2.77) к виду:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot \left(f_1^{\text{Э}} - f_2^{\text{Э}}\right)}{L}}. \tag{2.78}$$

При идеальном распределении, когда $f_1^{\text{Э}} = f_2^{\text{Э}}$, коэффициент использования силы сцепления (ε) будет представлять собой ни что иное, как отношение коэффициента торможения с включенной АБС к коэффициенту торможения с выключенной антиблокировочной системой.

Но идеального распределения в принципе не бывает, ввиду особенностей состояния дороги и развесовки ТС, поэтому в реальных условиях эксплуатации для транспортных средств всех категорий, кроме M_1 и N_1 при значениях коэффициента торможения $z > 0,3$, зачастую соблюдается неравенство $f_1^{\text{Э}} < f_2^{\text{Э}}$, в результате чего снижается эффективность торможения автомобиля по сравнению с предельно возможной. Снижение эффективности торможения приводит к неизбежному увеличению тормозного пути транспортного средства по сравнению с идеальным торможением. Такое явление может наблюдаться в плохих климатических условиях эксплуатации транспортного средства или при испытаниях груженого транспортного средства.

Соблюдение неравенства $f_1^{\text{Э}} > f_2^{\text{Э}}$ означает, что в процессе торможения транспортного средства задняя ось нагружена больше передней, то есть вся нагрузка приходилась бы в большей степени на задние колеса, в этом случае эффективность торможения транспортного средства с антиблокировочной системой повысится за счет использования сцепления передней менее нагруженной оси. Такой эффект можно наблюдать

на транспортных средствах категории M_1 при значениях коэффициента торможения $z < 0,8$, категории N_1 при значениях $z < 0,5$ и всех остальных транспортных средствах при $z < 0,3$.

При такой ситуации, в случае отказа антиблокировочной системы, возможно нарушение устойчивости транспортного средства из-за опережающего блокирования задних колес, что неизбежно скажется на безопасности дорожного движения.

Очевидно, что количественная оценка снижения эффективности при сертификации транспортного средства на полигонах должна учитываться при оценке тормозных свойств транспортного средства. На сегодняшний день количественное снижение величины $z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot \left(f_1^{Э} - f_2^{Э}\right)}{L}$ не регламентируется Правилами №13 ЕЭК ООН, поэтому целесообразно ввести дополнительное требование при оценке САР тормозного усилия в условиях испытания тип 0: величина, определенная выражением $z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot \left(f_1^{Э} - f_2^{Э}\right)}{L}$, не должна быть ниже минимального коэффициента торможения $[Z_{min}]$, полученного на дороге с коэффициентом сцепления больше $0,7$ без блокирования колес с отключенной САР. Коэффициент торможения $[Z_{min}]$ можно определить из выражения [3]:

$$[Z_{min}] = \frac{j_H}{g}. \tag{2.79}$$

Таким образом, для количественной оценки эффективности торможения транспортных средств с антиблокировочной системой в случае выполнения неравенства $f_1^{Э} < f_2^{Э}$, при испытаниях на сухом асфальтовом покрытии с коэффициентом сцепления больше $0,7$ должно соблюдаться условие:

$$z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot \left(f_1^{Э} - f_2^{Э}\right)}{L} \geqslant [Z_{min}]. \tag{2.80}$$

Выполнение неравенства (2.80) в условиях сцепления $\varphi \geqslant 0,7$, как в груженом, так и порожнем состоянии транспортного средства, не должно нарушать устойчивости и управляемости последнего.

При проведении испытаний на скорости менее 15 км/ч должно наблюдаться блокирование колес, иначе, в соответствии с исследованиями [18], приведенными в разделе 4.2.1, эффективность торможения с АБС будет искусственно завышена по сравнению с ее действительными возможностями.

3 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОГО УСИЛИЯ

При исследовании динамики движения транспортного средства в тормозном режиме тормозное управление играет первоочередную роль, поскольку именно оно определяет параметры и состояние затормаживаемого объекта. Эффективность современного тормозного управления зависит от эффективности работы систем автоматического регулирования тормозного усилия, которая в свою очередь зависит от свойств тормозного управления и алгоритма управления САР. Поскольку тормозное управление является активной системой повышающией безопасность транспортного средства, очевидно, что моделирование динамики изменения давления в тормозном приводе с такими системами является актуальной и первоочередной задачей, решаемой при проектировании тормозного управления.

3.1 Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающих в режиме АБС

Все системы автоматического регулирования работают по единому циклу, построенному на принципе изменения выходной величины $(X(t))$ в зависимости от входной $(Y(t))$, поэтому их работа в циклическом режиме является очевидной. Под циклом понимается преобразование входной величины $Y(t)$ в эквивалентный входной сигнал $y(t)$, обработка полученного сигнала и преобразование эквивалентного выходного сигнала $x(t)$ исполнительным механизмом САР в выходную величину $(X(t))$, способствующую более эффективному торможению автотранспортного средства. Примером современной САР является широко используемая в тормозном управлении система автоматического регулирования АБС, схема которой приведена на рис. 3.1.

В современном пневматическом тормозном управлении с системами автоматического регулирования в качестве исполнительных механизмов САР тормозного усилия применяются пневматические модуляторы, реализующие рабочий процесс с использованием двух или трех фаз [35] (наполнение, опорожнение и выдержка).



Рис. 3.1. Структурная схема тормозного управления с системой автоматического регулирования АБС

Примером трехфазного изменения давления может служить динамическая характеристика, приведенная на рис. 3.2.

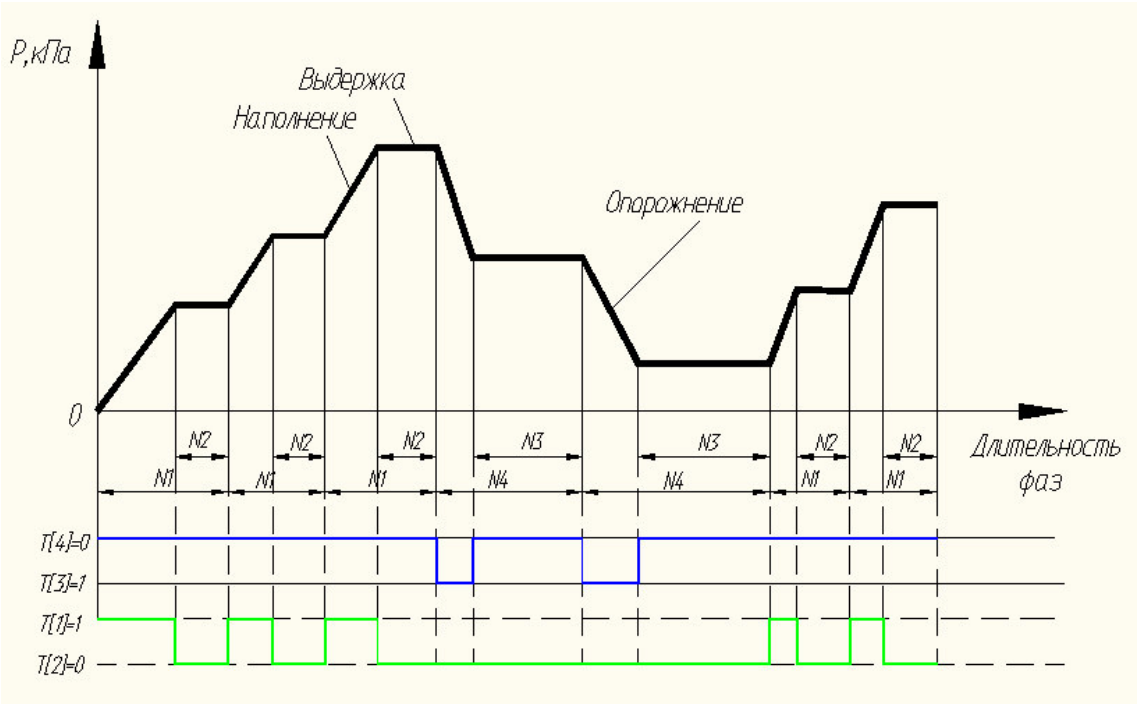


Рис. 3.2. Динамическая характеристика трехфазного изменения давления в исполнительном устройстве (тормозной камере)

Независимо от типа современной системы автоматического регулирования, управление исполнительными механизмами САР (модуляторами давления) осуществляется автоматической системой управления (блоком управления). Блок управления преобразовывает и согласовывает ввод сигнала $y(t)$, затем обрабатывает его по заранее заданному алгоритму и преобразует в согласующем устройстве полученный результат в выходной сигнал $x(t)$, который обеспечивает качественное управление механизмами САР. В свою очередь механизмы САР обеспечивают качественное регулирование процессов, происходящих с объектом управления (автомобильным колесом с тормозным механизмом). Под качественным регулированием понимается рациональное изменение выходной величины $X(t)$, близкое к желаемому («идеальному»), при любых возмущениях извне, воздействующих на объект управления.

Системы автоматического регулирования, реализующие рабочий процесс при использовании двух фаз, «впуск» $(+h)$ и «выпуск» $(-h)$, могут обеспечить работу тормозной системы только в циклическом режиме, что не всегда оправдано с точки зрения использования рабочего тела (воздуха), поскольку последнее имеет определенный ограниченный запас [35]. Такие САР имеют ряд недостатков, из-за которых не представляется возможным пропорциональное изменение выходной величины $X(t)$ в зависимости от входной $Y(t)$, так как на объект управления постоянно оказывают воздействие возмущения извне, хотя многие исследователи предпринимают попытки в создании исполнительных механизмов САР, обеспечивающих пропорциональное изменение выходной величины в зависимости от входной. К таким механизмам САР можно отнести модулятор с изменяемыми проходными сечениями [113] и модулятор с применением, так называемой, широтно-импульсной модуляцией давления [114].

В большинстве современных пневматических тормозных систем нашли применение САР, которые реализуют рабочий процесс с использованием всех трех фаз [29]. В таких системах имеется фаза выдержки давления, при которой отсутствует какое-либо истечение воздуха через впускные и выпускные проходные сечения модуляторов давления (исполнительных механизмов САР). Опорожнение и наполнение исполнительного органа (тормозной камеры) через такие модуляторы осуществляется при минимальном пневматическом сопротивлении напорной и выпускной части модулятора, а процесс закрытия и открытия впускных и выпускных каналов зависит от быстродействия модулятора.

Длительность фаз наполнения и опорожнения оказывает существенное влияние на процесс регулирования, а, следовательно, на время изменения давления в исполнительном органе. При перерегулировании, в случае длительной фазы наполнения, происходит потеря эффективности при торможении транспортного средства, а в случае опорожнения снижается время прохождения зоны нечувствительности тормозного механизма, но слишком длинная фаза опорожнения так-же приводит к потере эффективности торможения. Следует отметить, что фазы наполнения, опорожнения и выдержки оказывают существенное влияние на процесс блокирования и разблокирования автомобильного колеса и, как следствие, влияют на устойчивость и управляемость транспортного средства в тормозном режиме.

Работа САР в значительной степени зависит от алгоритма, используемого для управления пневматическими модуляторами давления. Под алгоритмом понимается последовательность действий, совершаемых программой, заложенной в электронный блок управления, при изменении входного сигнала $y(t)$ для создания на выходе из блока управления выходного сигнала $x(t)$, подаваемого на исполнительные механизмы САР. Таким образом, одним из определяющих факторов при проектировании и создании систем автоматического регулирования, а также при написании программы, описывающей алгоритм работы блока управления в случае изменения входного сигнала, является выбранный разработчиком закон управления фазами наполнения, выдержки и опорожнения.

В современных системах автоматического регулирования, при реализации алгоритмов в виде логических схем, применим, так называемый, дискретный способ управления исполнительными механизмами САР. При затормаживании колеса полученная с датчика частоты вращения колеса входная величина $Y(t)$ преобразуется во входной сигнал в виде временного интервала t_i, который будет меньше последующего t_{i+1}, и чем больше последующий, тем интенсивнее останавливается колесо.

Для измерения входной величины $Y(t)$ применяются различные датчики [115], которые способны ее измерять только при наличии импульсного колеса (кодового колеса). Датчиком входная величина преобразуется во входной сигнал, который по заданному алгоритму в блоке управления определяет текущую физическую величину, например замедление.

Если в процессе торможения происходит равнозамедленное затормаживание колеса с небольшим темпом, то при помощи датчика частоты вращения можно определить текущее замедление лишь в том случае, когда мимо него пройдет два зуба импульсного колеса. Расстояние между первым и вторым зубьями, с которых начинается отсчет, можно определить из выражения:

$$h_i = V_0 \cdot t_i - \frac{a_k \cdot t_i^2}{2}, \tag{3.1}$$

где h_i – расстояние между двумя смежными зубьями импульсного (кодового) колеса, м;

V_0 – начальная линейная окружная скорость кромки зубьев кодового колеса, м/с;

a_k – линейное замедление кромки зубьев кодового колеса, м/с^2.

$$h_{i+1} = V_i \cdot t_{i+1} - \frac{a_k \cdot t_{i+1}^2}{2}, \tag{3.2}$$

где h_{i+1} – расстояние между двумя последующими смежными зубьями кодового колеса, м;

V_i – текущая линейная окружная скорость кромки последующего зуба кодового колеса, м/с.

Текущее значение линейной окружной скорости V_i определяется из выражения:

$$V_i = V_0 - a_k \cdot t_i. \tag{3.3}$$

Подставив выражение (3.3) в выражение (3.2), получим:

$$h_{i+1} = V_0 \cdot t_{i+1} - a_k \cdot t_i \cdot t_{i+1} - \frac{a_k \cdot t_{i+1}^2}{2}. \tag{3.4}$$

Умножив обе части уравнения (3.1) на t_{i+1}, а уравнения (3.4) на t_i, и выполнив вычитание уравнения (3.1) из уравнения (3.4), получим:

$$h_{i+1} \cdot t_i - h_i \cdot t_{i+1} = -\frac{a_k \cdot t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})}{2}. \tag{3.5}$$

Принимая во внимание то, что $h_i \approx h_{i+1}$, можно записать:

$$-a_k = \frac{2 \cdot h_i \cdot (t_i - t_{i+1})}{t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})}. \tag{3.6}$$

Если учесть, что расстояние между зубьями импульсного колеса определяется выражением:

$$h_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i^k}{N_i^k}, \tag{3.7}$$

где r_i^k – радиус импульсного колеса, м;

N_i^k – количество зубьев импульсного колеса.

А величина линейного ускорения в тормозном режиме равна:

$$-a_k = \frac{d\omega^-}{dt} \cdot r_i^k. \tag{3.8}$$

Окончательно запишем уравнение (3.6) с учетом уравнений (3.7) и (3.8) для режима торможения в виде:

$$\frac{d\omega^-}{dt} = \frac{4 \cdot \pi \cdot (t_i - t_{i+1})}{N_i^k \cdot t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})}. \tag{3.9}$$

В процессе торможения рассчитанное значение $\frac{d\omega^-}{dt}$ необходимо сравнивать с пороговым значением $K^-_{\text{пор}}$. При условии $\frac{d\omega^-}{dt} \geqslant K^-_{\text{пор}}$ колесо необходимо растормаживать.

Пороговая величина может быть определена из общеизвестного соотношения:

$$K^{\pm}_{\text{пор}} = \frac{j^{\pm}_{\text{пор}}}{r_{\text{д}}}, \tag{3.10}$$

где $j^{\pm}_{\text{пор}}$ – пороговое линейное ускорение колеса для транспортного средства, соответственно при разгоне и замедлении, м/с^2.

При разблокировании колеса временной интервал t_i будет больше временного интервала t_{i+1}, и если предположить, что колесо будет ускоряться равномерно, то выражение (3.9) будет положительным, а не отрицательным.

Текущее значение положительного ускорения необходимо сравнивать с пороговой величиной, по достижении которого необходима подача команды на модуляторы АБС для повторного затормаживания колеса.

При такой организации определения величин углового ускорения необходимо иметь информацию как минимум двух временных интервалов для определения команды исполнительным системам автоматического регулирования.

Используя такой подход получения текущих величин углового ускорения колеса, можно построить адаптивный или последовательный алгоритмы управления системами автоматического регулирования тормозного усилия.

Алгоритм управления САР тормозного усилия, реализующий такой подход получения текущей физической величины замедления, можно представить в виде блок-схемы, изображенной на рис. 3.3.

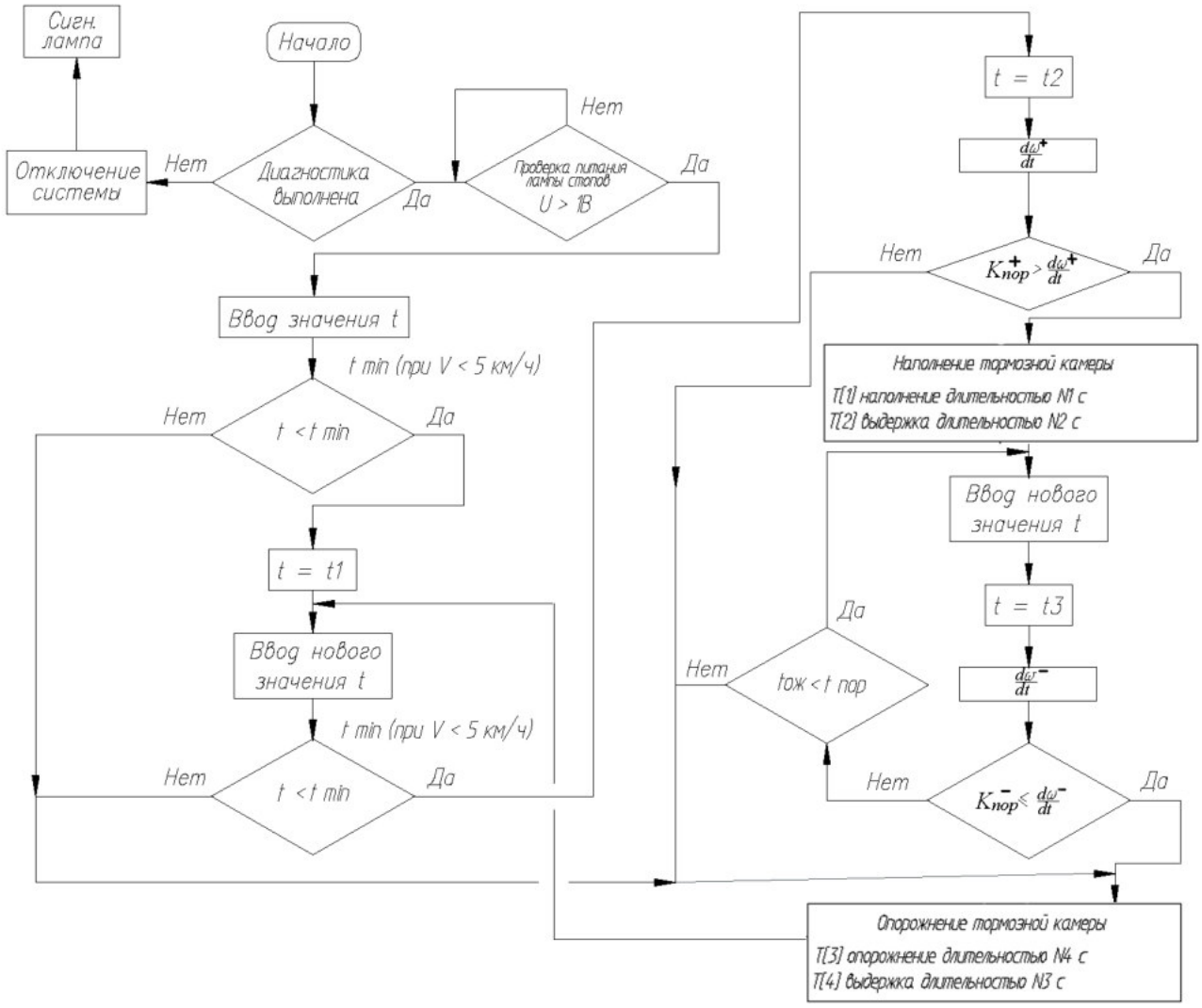


Рис. 3.3. Блок-схема алгоритма работы системы автоматического регулирования тормозного усилия

Система автоматического регулирования тормозного усилия по своей структуре должна иметь так называемое «задающее устройство» [116–118], которое реализовано в виде проверки наличия стоп-сигнала на блок-схеме алгоритма работы САР. Если такая проверка будет не предусмотрена, то электронный блок управления САР тормозного усилия будет постоянно обрабатывать входной сигнал и выдавать выходной

сигнал, бесполезно управляя модуляторами давления даже в тех случаях, когда управление не должно осуществляться. Таким образом, благодаря «задающему устройству», программа, заложенная в блок управления, будет функционировать только по сигналу водителя, активизируя выполнение логической последовательности действий, описывающих алгоритм работы САР в тормозном режиме.

После активизации программы, заложенной в блок управления САР, необходимо выполнить последовательную проверку условий, соответствующих режиму затормаживания и растормаживания автомобильного колеса, как показано на блок-схеме алгоритма работы САР (см. рис. 3.3). Выполнение какого-либо условия должно сопровождаться незамедлительной реакцией исполнительного механизма САР тормозного усилия для открытия или закрытия проходных сечений в соответствии с фазами регулирования, для достижения высокой эффективности затормаживания транспортного средства в целом.

Поскольку в процессе выполнения логических операций, описывающих алгоритм работы, может произойти сбой в цикле растормаживания колеса из-за особенностей получения входного сигнала с датчика частоты вращения $y(t)$ (при скорости 5 км/ч возможно отсутствие сигнала), то необходимо предусмотреть принудительный переход из цикла растормаживания в цикл затормаживания. Такой переход возможно осуществить вводом искусственного времени ожидания $(t_{\text{ож}})$ выполнения цикла растормаживания (см. рис. 3.3).

На основе представленной блок-схемы алгоритма возможно создание двух типов систем автоматического регулирования тормозного усилия в соответствии с циклом выполнения логической последовательности, реализованной в блоке управления САР:

– с прерыванием фаз регулирования;

– с последовательной отработкой фаз регулирования.

Отличие таких типов САР тормозного усилия заключается в структурной логике, то есть при последовательном выполнении логических операций, соответствующих фазам регулирования, блок ожидает выполнения выходного сигнала $x(t)$, независимо от полученного входного сигнала $y(t)$, а при САР с прерыванием фаз регулирования происходит незамедлительное прерывание выходного сигнала $x(t)$, если входная величина $Y(t)$, полученная от объекта управления, изменилась вследствие воздействия возмущений извне. Такие САР обладают адаптивными свойствами, поскольку независимо от воздействия внешних возмущений, спо-

собны обеспечить движение объекта управления (колеса) на пределе сцепных возможностей.

3.2 Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающей в режиме регулятора тормозных сил

Распределение тормозных сил между осями ТС, при наличии в приводе систем автоматического регулирования с обратной связью, один из часто возникающих вопросов в научном обществе. В отношении распределения, без САР тормозного усилия с обратной связью, в нормативных документах большинства европейских стран и странах СНГ имеются предписания для оценки качества распределения тормозных сил [1–3] и отсутствуют какие-либо указания по оценке качества регулирования с применением САР тормозного усилия.

Из теории качения автомобильного колеса известно, что величина подводимого тормозного усилия реализуется в пятне контакта в зависимости от состояния дорожного покрытия и может на порядок отличаться от действительно реализованного его значения. САР с обратной связью в зависимости от состояния дорожного покрытия периодически изменяют величину подводимого тормозного усилия, то есть, влияя на реализуемое сцепление, изменяют замедление, а значит и коэффициент торможения транспортного средства.

Очевидно, что для оценки распределения тормозного усилия между осями с учетом динамического изменения состояния затормаживаемых колес необходимо знать темп изменения частоты вращения затормаживаемых колес. Таким образом, для обеспечения «идеального» распределения тормозного усилия необходимо, чтобы под колесами передней и задней оси реализовывались одинаковые сцепления f_1 и f_2 [41].

Запишем уравнения динамики вращения затормаживаемых колес передней и задней оси, без учета сопротивления качения:

$$M_{TOP1} - R_{x1} \cdot r_{\text{д}} - I_k \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} = 0, \tag{3.11}$$

$$M_{TOP2} - R_{x2} \cdot r_{\text{д}} - I_k \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} = 0, \tag{3.12}$$

где M_{TOP1} и M_{TOP2} – соответственно суммарные тормозные моменты на передней и задней осях, Н·м;

R_{x1} и R_{x2} – соответственно суммарные реализуемые тормозные силы на передней и задней осях, Н;

$\frac{d\omega_{k1}}{dt}$ и $\frac{d\omega_{k2}}{dt}$ – соответственно среднее угловое ускорение передних и задних колес, с$^{-2}$.

При «идеальном» распределении тормозных сил система автоматического регулирования должна обеспечить приближение реализуемых сцеплений в пятне контакта к значению коэффициента торможения с учетом нормальных реакций, приходящихся на колеса транспортного средства. Таким образом, исходя из вышесказанного, выразив выражение (3.12) через выражение (3.11), получим:

$$M_{TOP2} = \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(M_{TOP1} - I_k \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} \right) + I_k \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}. \tag{3.13}$$

Подставляя в выражение (3.13) выражения (2.8), (2.9), (2.47), (2.48), (2.51), (2.52), (2.54) и выразив относительно приводного давления в переднем и заднем контуре ПТП, получим выражение, определяющее давление в заднем контуре тормозов, при «идеальном» перераспределении:

$$p_2 = \frac{K_1(a - z \cdot h_g)(p_1 - \Delta p_1)}{K_2(b + z \cdot h_g)} - \frac{I_k}{2 \cdot K_2} \cdot \left(\frac{(a - z \cdot h_g)}{(b + z \cdot h_g)} \frac{d\omega_{k1}}{dt} - \frac{d\omega_{k2}}{dt} \right) + \Delta p_2. \tag{3.14}$$

Таким образом, зная геометрические параметры транспортного средства, величину давления в тормозных камерах и определив угловые замедления колес передней и задней оси при помощи уравнения (3.9), можно организовать работу системы автоматического регулирования в режиме регулятора тормозных сил, который обеспечит «идеальное» распределение тормозных сил, как в груженом, так и порожнем состоянии транспортного средства в любых сцепных, скоростных и нагрузочных условиях движения транспортного средства.

При организации системы автоматического регулирования по угловой скорости колес необходимо воспользоваться уравнением (3.13), переписав его в вид:

$$\frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{M_{TOP2}}{I_k} - \frac{N_2}{I_k \cdot N_1} \cdot \left(M_{TOP1} - I_k \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} \right). \tag{3.15}$$

При одинаковых нагрузках на осях транспортного средства и одинаковых тормозных моментах $M_{TOP1} = M_{TOP2}$ должно соблюдаться

равенство угловых ускорений колес в процессе торможения транспортного средства, в противном случае должно соблюдаться неравенство вида $\frac{d\omega_{k2}}{dt} \leqslant \frac{d\omega_{k1}}{dt}$.

Для достижения высокого качества регулирования необходимо иметь исполнительные устройства (модуляторы), позволяющие отработать параметры алгоритма заложенного в систему управления электронного регулятора тормозных сил. В качестве таких устройств могут быть использованы запатентованные аппараты электронно-пневматической тормозной системы №$UA36321U$, №$UA91121C2$, №$UA84437C2$, №$RU2385242C2$, №$RU2385241C2$.

3.3 Моделирование переходных процессов в автоматизированном тормозном управлении двухосного транспортного средства

Моделирование переходных процессов в пневматическом тормозном приводе состоит из трех основных этапов: выбора схемы тормозного привода, ввода параметров ДЕ-звеньев тормозного привода и выбора метода расчета.

Решая системы дифференциальных уравнений движения сжатого воздуха, описанные в разделе 2.1.4 (на примере тормозного привода городского автобуса МАЗ - 256200), с учетом теоретических рассуждений о реализуемом сцеплении и модели работы модуляторов, были получены кривые изменения давления в тормозном приводе, как при торможении без систем автоматического регулирования (см. рис. 3.4 и 3.5), так и при их работе в режиме АБС (см. рис. 3.6 и 3.7). При моделировании торможения, на пределе блокирования передних и задних колес, значения давления подбирались с шагом в 25 кПа, как для снаряженного, так и груженого состояния транспортного средства. Результаты моделирования динамики пневматического привода приведены в табл. 3.1 и 3.2.

На рис. 3.4 – 3.7 обозначено: P_{m1} и P_{m2} – давления в ресиверах соответственно переднего и заднего контура тормозного привода; $P_{\text{ВСТК}}$ и $P_{\text{НСТК}}$ – давления соответственно в секциях тормозного крана переднего и заднего контуров; $P_{\text{Т11}}$ и $P_{\text{Т21}}$ – давления в трубках, расположенных после тормозного крана соответственно переднего и заднего контуров; P_{01} – давление в разветвлении переднего контура; $P_{\text{Т12}}$ и $P_{\text{Т13}}$ – давления в трубках переднего контура соответственно перед левым и пра-

вым модуляторами АБС; $P_{\text{Т}22}$ и $P_{\text{Т}23}$ – давления в трубках заднего контура соответственно перед левым и правым модуляторами АБС; P_{ABS11} и P_{ABS12} – соответственно давления в левом и правом модуляторах переднего контура; P_{ABS21} и P_{ABS22} – соответственно давления в левом и правом модуляторах заднего контура; $P_{\text{Т}14}$ и $P_{\text{Т}15}$ – давления соответственно в левой и правой трубках переднего контура, расположенных перед тормозными камерами; $P_{\text{Т}24}$ и $P_{\text{Т}25}$ – давления соответственно в левой и правой трубках заднего контура, расположенных перед тормозными камерами; P_{K11} и P_{K12} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах переднего контура пневматического тормозного привода; P_{K21} и P_{K22} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах заднего контура пневматического тормозного привода; P_{R21} и P_{R22} – давления соответственно в верхней и нижней секции ускорительного клапана.

Для наполнения и опорожнения ДЕ-звеньев в качестве граничных условий на входе и выходе задавались параметры давления и температуры, определяемые по значениям в ресивере соответственно переднего и заднего контура тормозного привода двухосного транспортного средства. В качестве начальных условий при моделировании привода задавались параметры состояния сжатого воздуха в полости перед наполнением и опорожнением соответственно. На выходе из модуляторов АБС при опорожнении задавалось относительное статическое давление. При моделировании было принято допущение о постоянстве давления в ресивере.

При расчете динамики пневматического тормозного привода от начального состояния до конечного количество итераций определялось в зависимости от времени моделирования процессов, протекающих при торможении транспортного средства, которое определялось по модели динамики торможения транспортного средства. В конце процесса моделирования динамики движения транспортного средства его скорость должна равняться нулю.

Сравнение методик расчета пневматического тормозного привода показал, что средняя погрешность расчетов динамики привода при использовании метода расчета предложенного Метлюк Н.Ф. на начальной стадии торможения транспортного средства составляет $15,5$ %, а при использовании метода Герц Е.В. – $16,5\%$. При расчетах было выполнено $600\,000$ итераций, что соответствует шагу вычисления – $5 \cdot 10^{-6}$ с.

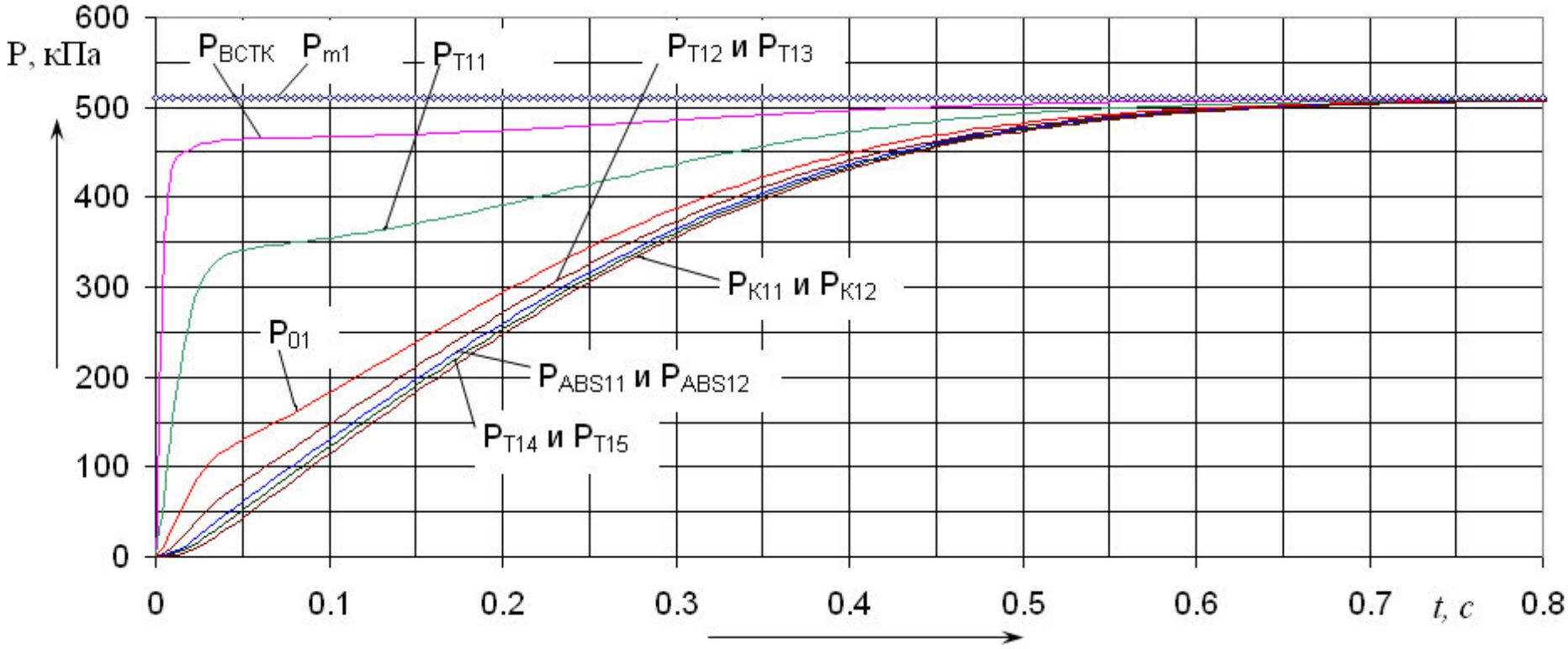


Рис. 3.4. Моделирование переходных процессов в переднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства в условиях сухого асфальтового покрытия на пределе блокирования передних и задних колес

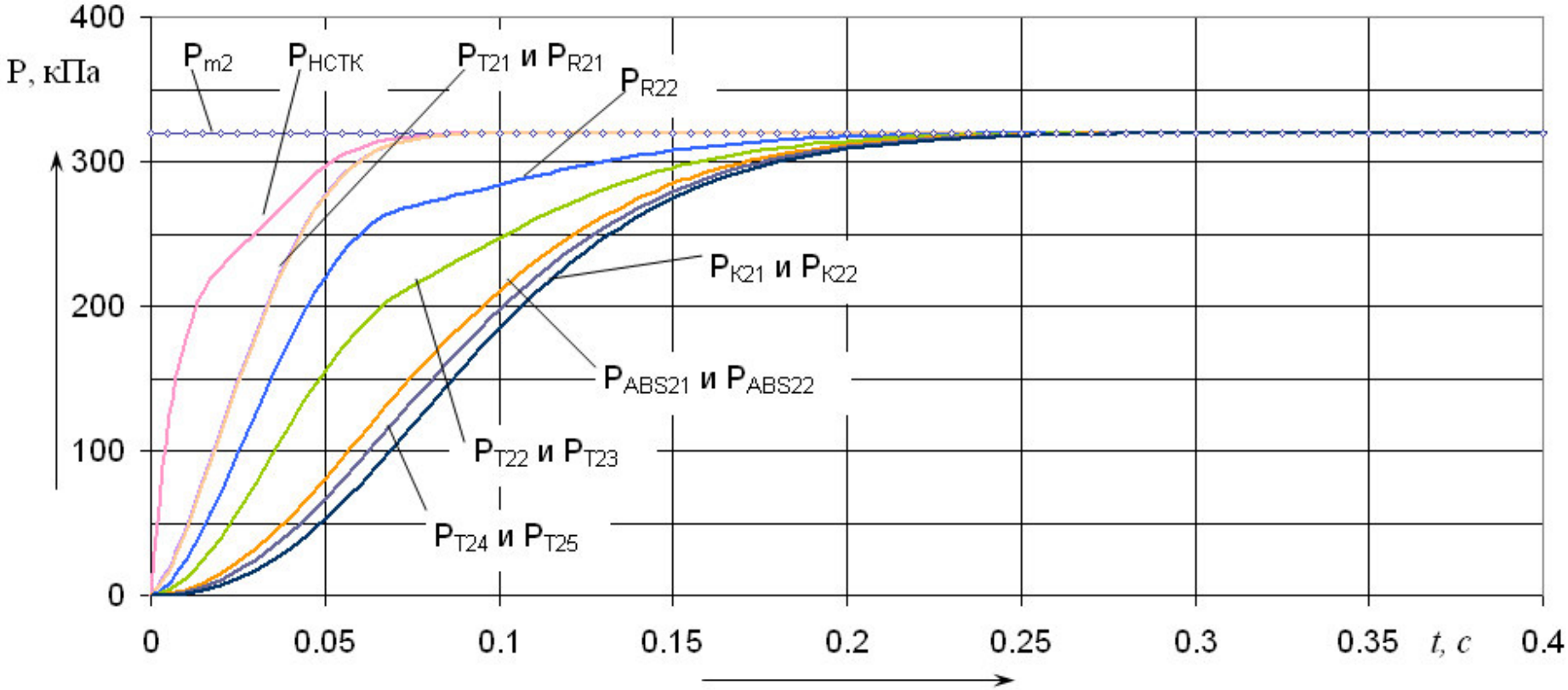


Рис. 3.5. Моделирование переходных процессов в заднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства в условиях сухого асфальтового покрытия на пределе блокирования передних и задних колес

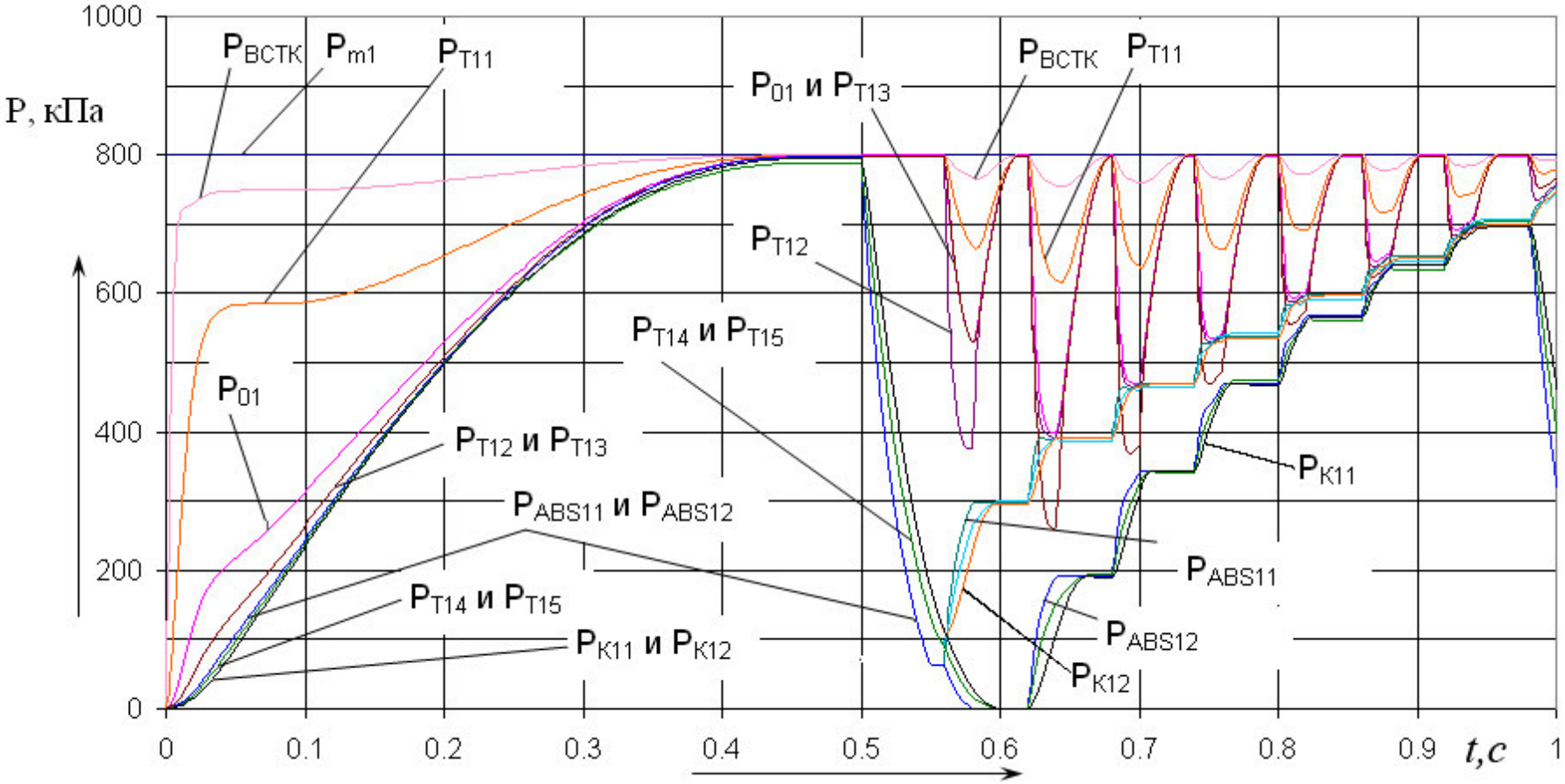


Рис. 3.6. Моделирование переходных процессов в переднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства, оборудованного АБС в условиях сухого асфальтового покрытия (уклон дороги 3^0)

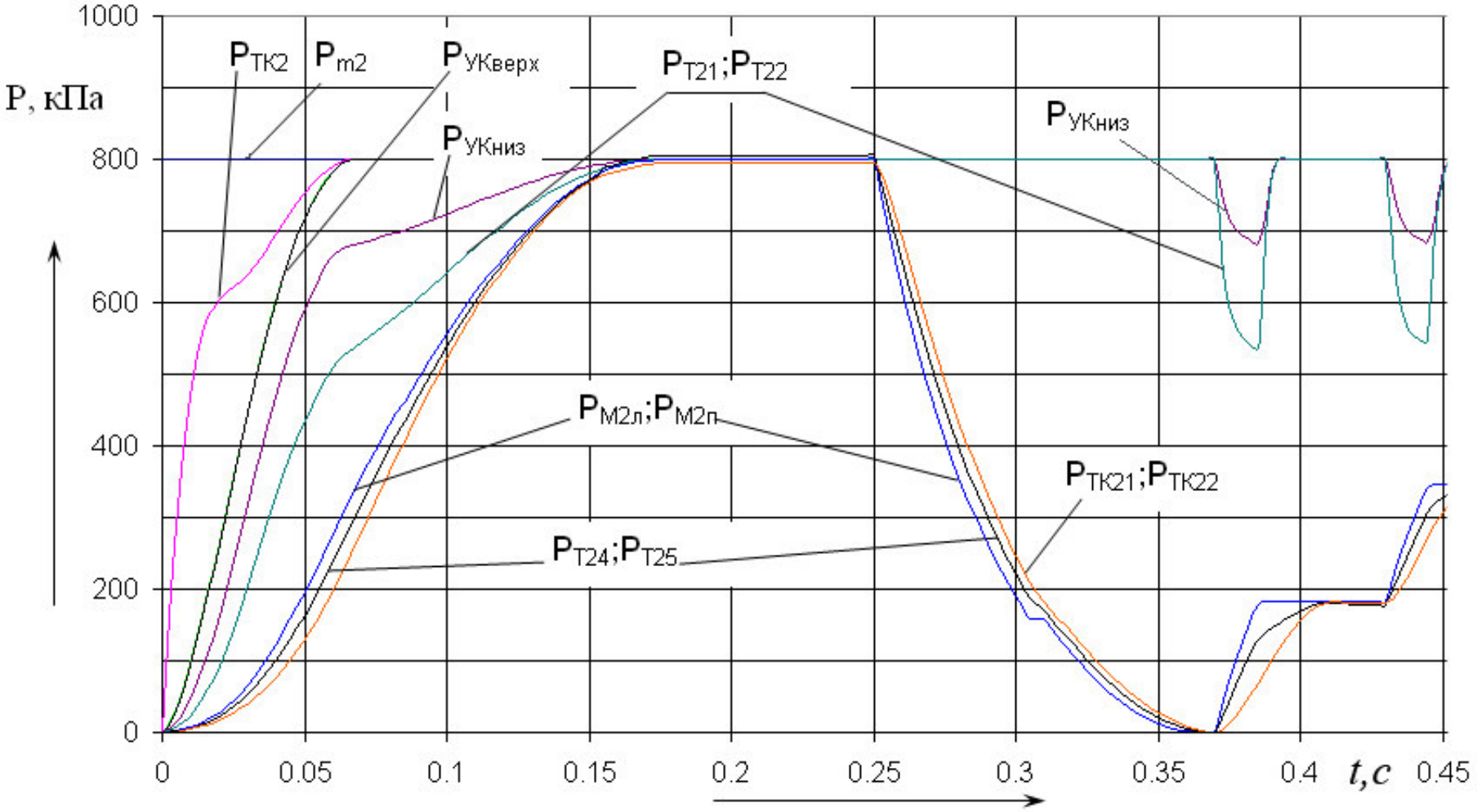


Рис. 3.7. Моделирование переходных процессов в заднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства, оборудованного АБС в условиях сухого асфальтового покрытия (уклон дороги 3^0)

Таблица 3.1

Результаты моделирования и экспериментальные данные динамики пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 при качении его колес на пределе блокирования

Загрузка автобуса		Снаряженный			Груженый		
Затормаживаемая ось		перед.	зад.	обе	перед.	зад.	обе
Сухое асфальтовое покрытие							
Давление в приводе, кПа		580	450	510/320	530	500	500/420
Давление при 75 % от P_{max}, кПа		435	338	383/240	398	375	375/315
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Метлюка), с		0,335	0,135	0,333/ 0,128	0,334	0,136	0,34/ 0,133
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Герц), с		0,267	0,108	0,268/ 0,1	0,268	0,11	0,265/ 0,106
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (эксперимент), с		0,42	0,13	0,38/ 0,13	0,3	0,19	0,34/ 0,12
Погрешность вычислений,%	Метлюк	20	3,7	12,4/1,5	10	28,4	0/9,8
	Герц	36	17	29/23,1	10,7	42	22/11,7
Укатанный снег							
Давление в приводе, кПа		180	240	175/220	240	320	235/280
Давление при 75 % от P_{max}, кПа		135	180	131/165	180	240	176/210
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Метлюка), с		0,285	0,12	0,28/ 0,118	0,3	0,128	0,3/ 0,123
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Герц), с		0,35	0,135	0,345/ 0,148	0,33	0,165	0,37/ 0,15
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (эксперимент), с		0,38	0,13	0,375/ 0,18	0,35	0,19	0,35/ 0,135
Погрешность вычислений,%	Метлюк	25	7,7	25,3/34,4	14,3	32,6	14,3/8,9
	Герц	7,9	3,7	8/17,8	5,7	13,2	5,4/10

Таблица 3.2

Результаты моделирования и экспериментальные данные динамики пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200

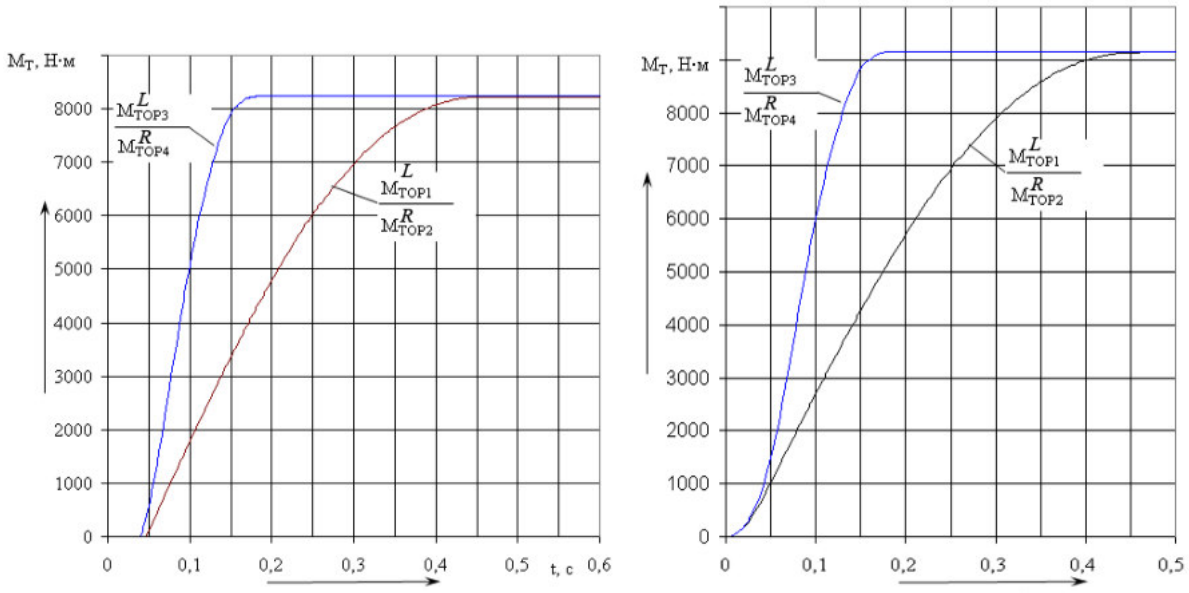
Загрузка автобуса	Снаряженный			Груженый		
Затормаживаемая ось	перед.	зад.	обе	перед.	зад.	обе
1	2	3	4	5	6	7
Сухое асфальтовое покрытие						
Давление в приводе, кПа	800					

Окончание табл. 3.2

1		2	3	4	5	6	7
Количество срабатываний модулятора	Метлюк	7	5	7/4	7	6	9/5
	Герц	6	4	6/4	7	5	8/5
	Эксперимент	–	–	6/5	–	–	7/6
Количество циклов затормаживания	Метлюк	10	18	5/8	11	11	3/6
	Герц	10	20	5/8	13	12	4/7
	Эксперимент	–	–	4/6	–	–	4/6
Среднее давление в тормозных камерах, кПа	Метлюк	400	350	450/350	415	460	470/440
	Герц	410	370	500/350	400	470	455/400
	Эксперимент	–	–	540/340	–	–	450/380
Погрешность вычислений,%	Метлюк	–	–	16,7/2,8	–	–	4,3/13,6
	Герц	–	–	7,4/2,8	–	–	1,1/5
Время открытия впускного клапана в модуляторе, с	Метлюк	0,045	0,05	0,04/0,04	0,04	0,05	0,04/0,04
	Герц	0,024	0,03	0,02/0,03	0,025	0,025	0,03/0,03
	Эксперимент	–	–	0,02/0,02	–	–	0,02/0,02
Укатанный снег							
Давление в приводе, кПа		800					
Количество срабатываний модулятора	Метлюк	3	3	3/3	2	3	2/3
	Герц	3	3	3/3	2	3	2/3
	Эксперимент	–	–	5/4	–	–	3/6
Количество циклов затормаживания	Метлюк	48	57	28/29	40	36	28/26
	Герц	32	57	20/26	38	34	26/27
	Эксперимент	–	–	14/17	–	–	15/20
Среднее давление в тормозных камерах, кПа	Метлюк	200	200	200/180	200	250	200/250
	Герц	220	200	230/200	210	260	250/250
	Эксперимент	–	–	250/190	–	–	280/300
Погрешность вычислений,%	Метлюк	–	–	20/5,3	–	–	28,6/16,7
	Герц	–	–	8/5	–	–	10,7/16,7
Время открытия впускного клапана в модуляторе, с	Метлюк	0,06	0,06	0,06/0,06	0,06	0,06	0,06/0,06
	Герц	0,03	0,03	0,03/0,03	0,03	0,03	0,03/0,03
	Эксперимент	–	–	0,02/0,02	–	–	0,02/0,02

На основе результатов моделирования пневматического тормозного привода получены кривые изменения тормозного момента (рис. 3.8) с учетом допущений, принятых в разделе 2.2.1, соответственно в передних и задних тормозных механизмах.

При моделировании тормозных механизмов возможен учет нечувствительности последних к давлению в тормозной камере на начальном этапе процесса затормаживания в соответствии с методикой, описанной Богомоловым В.А. [108].



а) б)

Рис. 3.8. Изменение тормозного момента по времени: а) с зоной нечувствительности; б) без зоны нечувствительности

Выполненные расчеты при моделировании показали хорошую сходимость результатов с полученными экспериментальными данными торможения автобуса МАЗ - 256200 на пределе блокирования передних и задних колес в условиях сцепления «сухое асфальтовое покрытие» и «укатанный снег». Давления в левых и правых тормозных камерах переднего и заднего контуров при моделировании и на экспериментальных зависимостях, приведенных в четвертом разделе, изменяются практически синхронно, что связано с незначительной разницей в длинах трубопроводов, отходящих от разветвлений. В качестве контрольной точки, для проверки приближения полученных решений к экспериментальным, выбрана точка, определяемая при изменении давления на 75 % от диапазона давлений выставленных в ресиверах при качении колес на пределе блокирования. Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных данных, приведенных в табл. 3.1 и 3.2, показал, что выбор выходных параметров САР тормозного усилия существенно зависит от метода расчета пневматического тормозного привода и не зависит от конструкции и геометрических параметров механизмов.

Следует отметить, что при моделировании САР тормозного усилия методика, предложенная Е.В. Герц, показала лучшую сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными (средняя погрешность расчетов по методике Герц Е.В. не превысила $7,1$ %, а по методике Метлюка Н.Ф. – $13,5$ %).

3.4 Моделирование динамики торможения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования АБС

Моделирование динамики торможения транспортного средства в рамках известной концепции проектирования тормозного управления, на примере транспортного средства с пневматическим тормозным приводом, оборудованным ускорительным клапаном и индивидуальными модуляторами АБС, основывается на переходных процессах, протекающих в приводе при работе системы автоматического регулирования тормозного усилия в режиме автоматического затормаживания и растормаживания объектов регулирования (автомобильных колес).

Уравнения (2.19) (см. раздел 2.1.1) были решены с использованием уравнения (2.20), в котором реализуемое сцепление шины с опорной поверхностью определялось на основе зависимостей (1.16), (2.22) и (4.4) путем разрешения углового ускорения колес двухосного транспортного средства относительно давлений в тормозных камерах по зависимостям (2.24). В результате моделирования были получены кривые изменения скорости движения транспортного средства (V_a), скорости вращения его колес (V_1, V_2, V_3, V_4), пройденного пути (S_{OCT}) за процесс торможения, а также кривая линейного замедления (j_a) транспортного средства (рис. 3.9 и 3.10).

Моделирование динамики торможения транспортного средства с учетом изменения давления в тормозном приводе автоматизированного тормозного управления позволило выполнить сравнительную оценку теоретических и экспериментальных данных, полученных в дорожных условиях на автобусе МАЗ - 256200, оборудованном индивидуальными модуляторами АБС производства «Экран» (Белоруссия), для подтверждения теоретических уточнений, выполненных при исследовании динамики торможения двухосного транспортного средства во втором разделе. Результаты моделирования для удобства анализа были сведены в табл. 4.6 раздела 4.3.

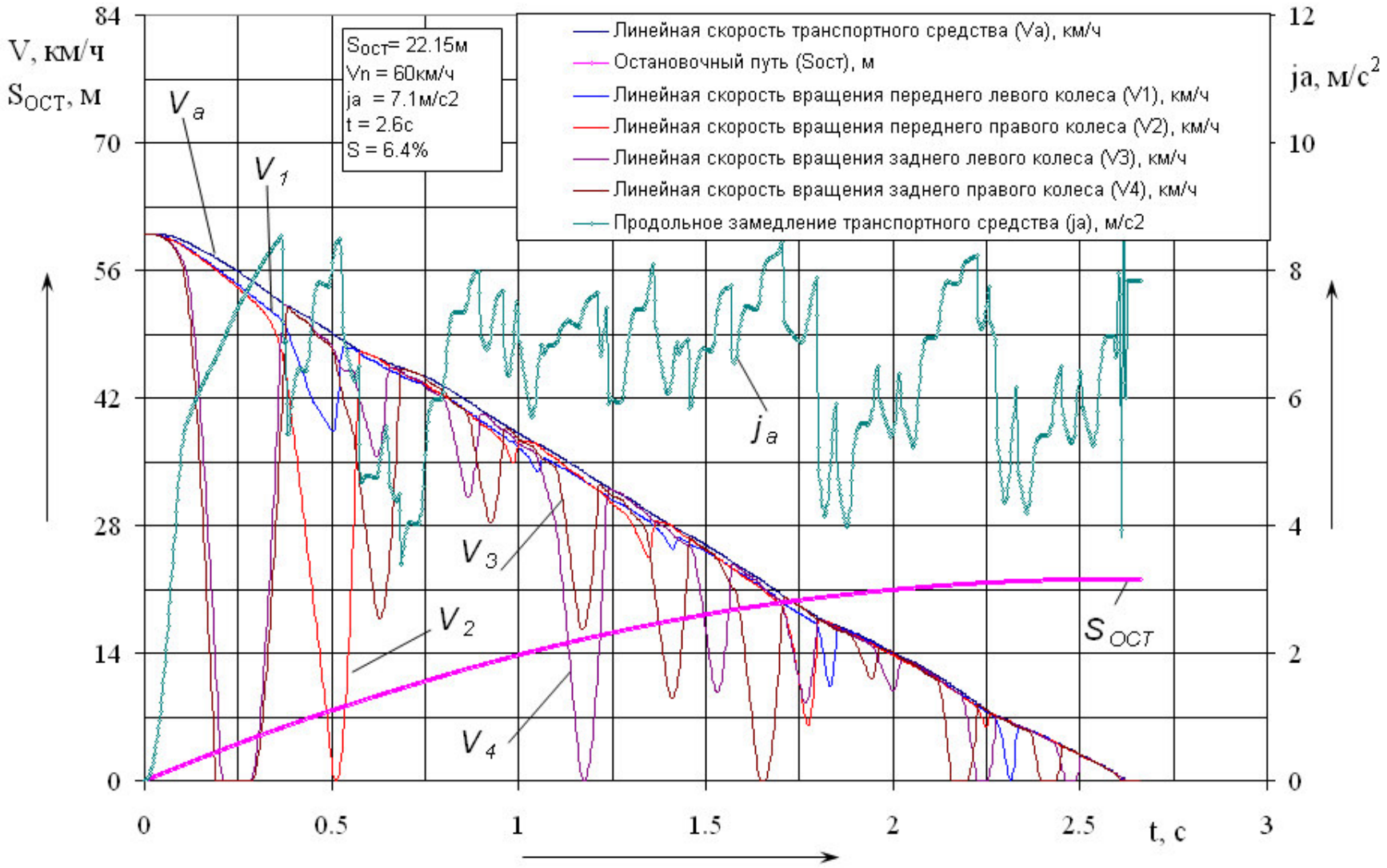


Рис. 3.9. Моделирование динамики торможения автобуса МАЗ – 256200 с АБС в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие»

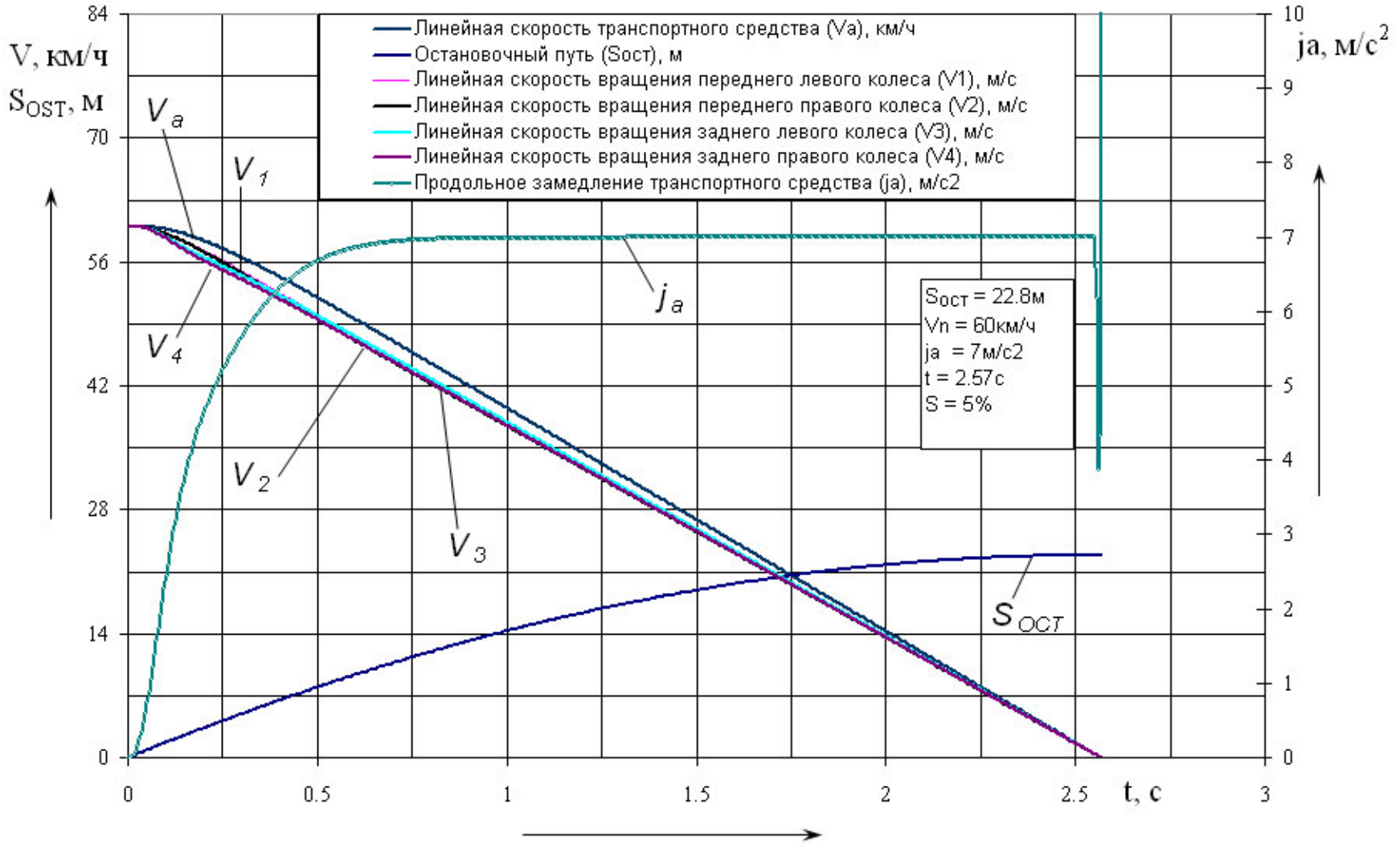


Рис. 3.10. Моделирование динамики торможения автобуса МАЗ – 256200
в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие» на пределе блокирования передних и задних колес

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ АБС НА ДИНАМИКУ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС

Для подтверждения теоретических положений, изложенных во втором разделе монографии, и результатов математического моделирования рабочих процессов, приведенных в третьем разделе, были выполнены экспериментальные исследования, подтверждающие теоретические рассуждения и результаты моделирования.

4.1 Методика исследований, оборудование, приборы и аппаратура

4.1.1 Приборы, аппаратура и методика стендовых экспериментальных исследований

Стендовые экспериментальные исследования проводились в лаборатории кафедры автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ) на существующих и вновь созданных установках. Все этапы стендовых экспериментальных исследований выполнялись на большом инерционном стенде, предназначенном для исследования и доводки опытных образцов АБС автотранспортных средств с пневматической тормозной системой. На стенде (рис. 4.1) была смонтирована установка из агрегатов и элементов тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335, которая включает: ресивер *20*, тормозной кран *18*, тормозную камеру *23* (тип 20), колесо *26* передней оси с шиной типоразмера 11.00 - R20. Все агрегаты соединены между собой трубопроводами стандартного сечения 6 мм. Особенностью смонтированной установки является установка между тормозным краном *18* и тормозной камерой *23* модулятора антиблокировочной системы *22*. Для автоматического управления модулятором *22* на ступице колеса *26* смонтировано кодовое колесо *27*, которое имеет сто зубьев в соответствии с рекомендациями, приведенными в каталоге фирмы *Knorr-Bremse* [119], с которого индуктивный датчик *28* считывает информацию о скорости вращения колеса *26*.

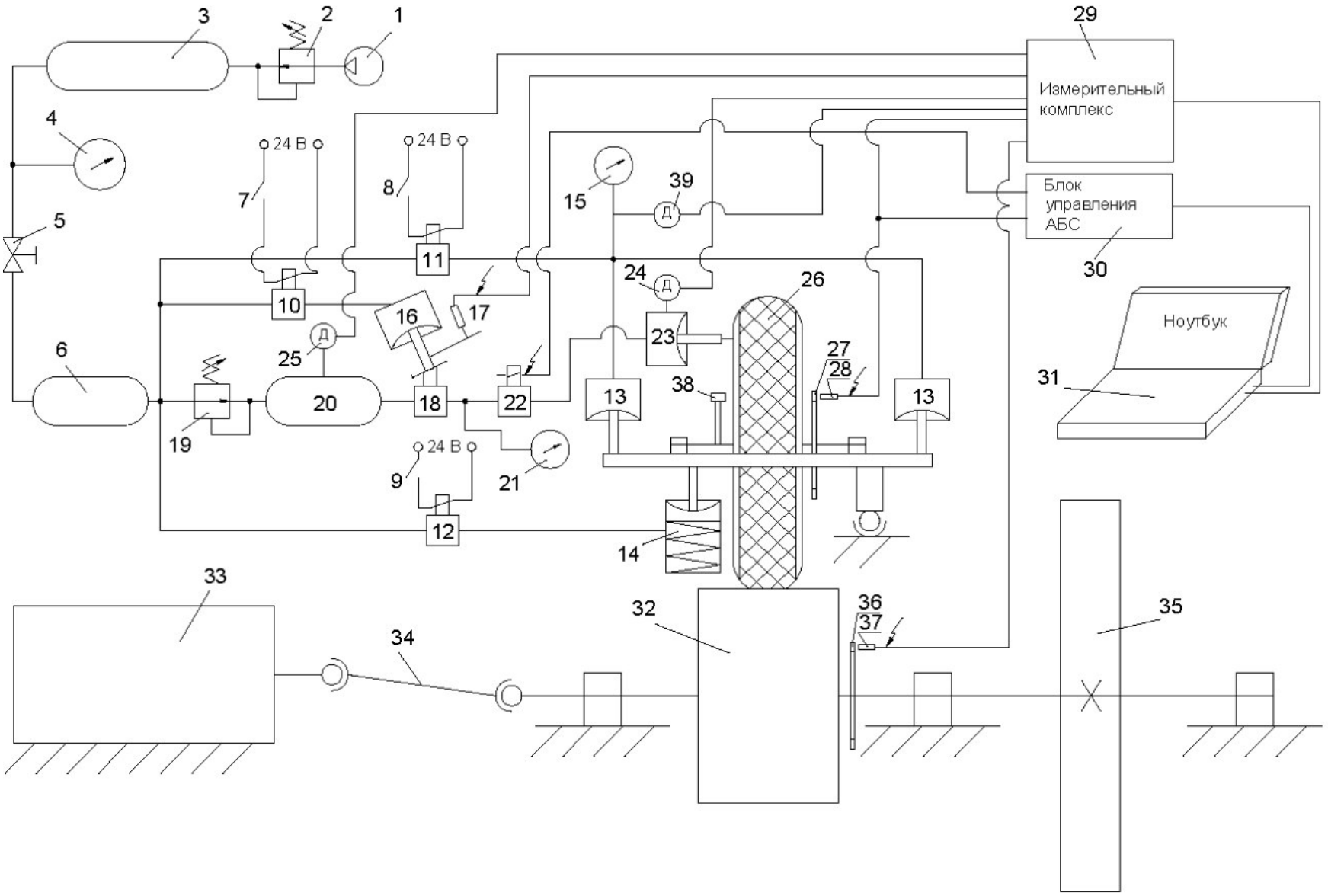


Рис. 4.1. Схема большого инерционного стенда ХНАДУ

Модулятор *22* управляется посредством передачи по электрическим проводам сигналов от блока управления *30*, в котором заложен алгоритм с прерыванием фаз регулирования тормозного момента. Величина давления в ресивере *20* регулируется регулятором давления *19* модели *CAMOZZI SA–R30–10*, который оснащен манометром для измерения давления типа М – $1,2$ МПа.

Пневматическая магистраль стенда состоит из компрессора *1* модели *M1555–2*, автоматического регулятора давления *2*, который отключает компрессор при давлении 1 МПа, ресиверов *3* и *6*, а также ручного крана *5*. Для контроля давления использовался образцовый манометр *4* модели *ОБМ1–160* со шкалой до 1 МПа и ценой деления $0,25$ МПа.

Электроклапан *10* и тормозной цилиндр *16* предназначены для управления тормозным краном *18*. Электроклапан *10* и трубопровод, соединяющий электроклапан *10* и тормозной цилиндр *16*, подобраны таким образом, что время приведения в действие тормозной передали не превышает $0,2$ с, что соответствует требованиям, предъявляемым к темпу приведения в действие органа управления рабочей тормозной системы автотранспортного средства [5]. Для определения начала срабатывания тормозного крана на штоке тормозной камеры *16* зафиксирован датчик перемещения *17* модели *CLP–16–100* производства *Megatron*, со шкалой измерения до 100 мм.

Беговая дорожка *32* инерционного стенда приводится в движение при помощи электродвигателя *33* через карданный вал *34*. Инерционные массы *35* ($I_b = 780$ кг·м^2) имитируют вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось автомобиля ЗиЛ-4335, что соответствует методике оценки антиблокировочных систем, приведенной в международном документе Правила №13 ЕЭК ООН [3].

На инерционном стенде имеется возможность изменять величину реализуемой тормозной силы посредством прижатия колеса *26* цилиндрами *13* к беговому барабану *32*. Усилие прижатия контролируется манометром *15* и регулируется электроклапаном *11*. Нагрузочный цилиндр *14* при торможении колеса отключается электроклапаном *12*. Цилиндр *14* необходим для подвешивания колеса *26* над беговой дорожкой *32* при разгоне инерционного стенда.

Стенд оснащен измерительно-регистрирующим оборудованием, которое состоит из ноутбука *31* модели *DELL D830* и измерительного комплекса (СТЕНД), который выполнен на базе микроконтроллера *MSP430F149*. Измерительный комплекс имеет возможность с интерва-

лом времени $0,002$ с измерять информацию с *27* датчиков, из которых *6* цифровых и *21* аналоговых.

Для получения сигналов с аналоговых датчиков давления *24*, *25* и *39* модели *MPX 5999D*, датчика перемещения *17* модели *CLP–16–100*, используются операционные усилители. Для получения сигнала с аналогового датчика усилия *38* модели *LPX-10000* производства *Precision Transducers Ltd* используется дифференциальный усилитель. Применяемые усилители обеспечивают большое выходное сопротивление для последующего преобразования выходного сигнала при помощи 12-ти разрядного аналого-цифрового преобразователя в физическую величину давление, перемещение или усилие.

Для получения сигналов с цифровых датчиков скоростей *28* и *37*, модели *АДЮИ.407111.003МЧ*, применяется формирующий усилитель, который усиливает сигнал и формирует прямоугольный импульс для последующей его обработки регистрирующим комплексом *29*.

Измерительно-регистрирующее оборудование размещалось на специально оборудованном пульте. Общий вид измерительно-регистрирующей аппаратуры и пульта представлен на рис. 4.2.

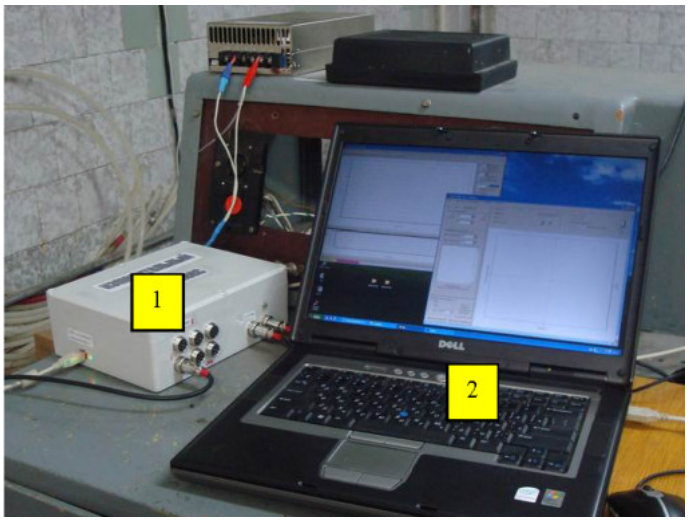


Рис. 4.2. Общий вид пульта и измерительно-регистрирующей аппаратуры:
1 – измерительно-регистрирующий комплекс; 2 – переносной
компьютер (*Notebook DELL D830*)

Программа экспериментальных стендовых исследований включала:

– определение влияния нагрузки, скорости, хода штока тормозной камеры и дросселя на процесс качения автомобильного колеса в тормозном режиме, без блокирования, с предельными сцепными возможностями;

– влияние систем автоматического регулирования, в частности антиблокировочной системы, на качество процесса регулирования тормозного момента при различных сочетаниях факторов;

– проверку правильности теоретических зависимостей (2.3) – (2.37), приведенных во втором разделе данной монографии.

В соответствии с программой экспериментальных исследований на оборудованной установке измерялись следующие параметры:

– давление воздуха в тормозной камере (P_{TK}) и давление воздуха в ресивере ($P_{рес}$);

– давление в нагрузочных цилиндрах;

– перемещение следящего поршня (h_p) в тормозном кране (для определения момента начала срабатывания тормозной системы);

– усилие в тормозном механизме, возникающее при качении колеса на пределе сцепных возможностей (усилие измерялось на плече $0,72$ м);

– скорости вращения колеса (V_k) автомобиля ЗиЛ-4335 и беговой дорожки (V_b) инерционного стенда ХНАДУ;

Монтаж агрегатов и элементов тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335 осуществлялся на вертикальных и горизонтальных неподвижных элементах большого инерционного стенда кафедры автомобилей ХНАДУ (рис. 4.3).

Исследование процесса качения автомобильного колеса на пределе сцепных возможностей проводилось следующим образом.

Электродвигателем *33* через карданную передачу *34* разгонялась беговая дорожка *32* с инерционными массами *35* до скорости V_H согласно условиям факторного эксперимента, приведенного в разделе 4.2. Затем при помощи цилиндра *14* колесо *26* опускалось на беговой барабан *32*, после чего оно нагружалось при помощи двух цилиндров *13* до величины P_z в соотвтетствии с условиями факторного эксперимента, приведенного в разделе 4.2. Величина P_z контролировалась по манометру *15* и датчику давления *39* (величина давления прямопропорциональна массе действующей на колесо). После чего, тумблером *7* включался электроклапан *10*, который перепускал сжатый воздух в тормозную камеру *16*. Время перемещения штока тормозной камеры фиксировалось датчиком перемещения *17*. Через тормозной кран *18* из ресивера *20* сжатый воздух поступал по трубопроводам к серийному модулятору *22* и затем к тормозной камере *23*. Давление в тормозной камере *23* фиксировалось измерительно-регистрирующим комплексом *29* при помощи датчика *24*, данные о величине давления передавались на ноутбук *31*, для последую-

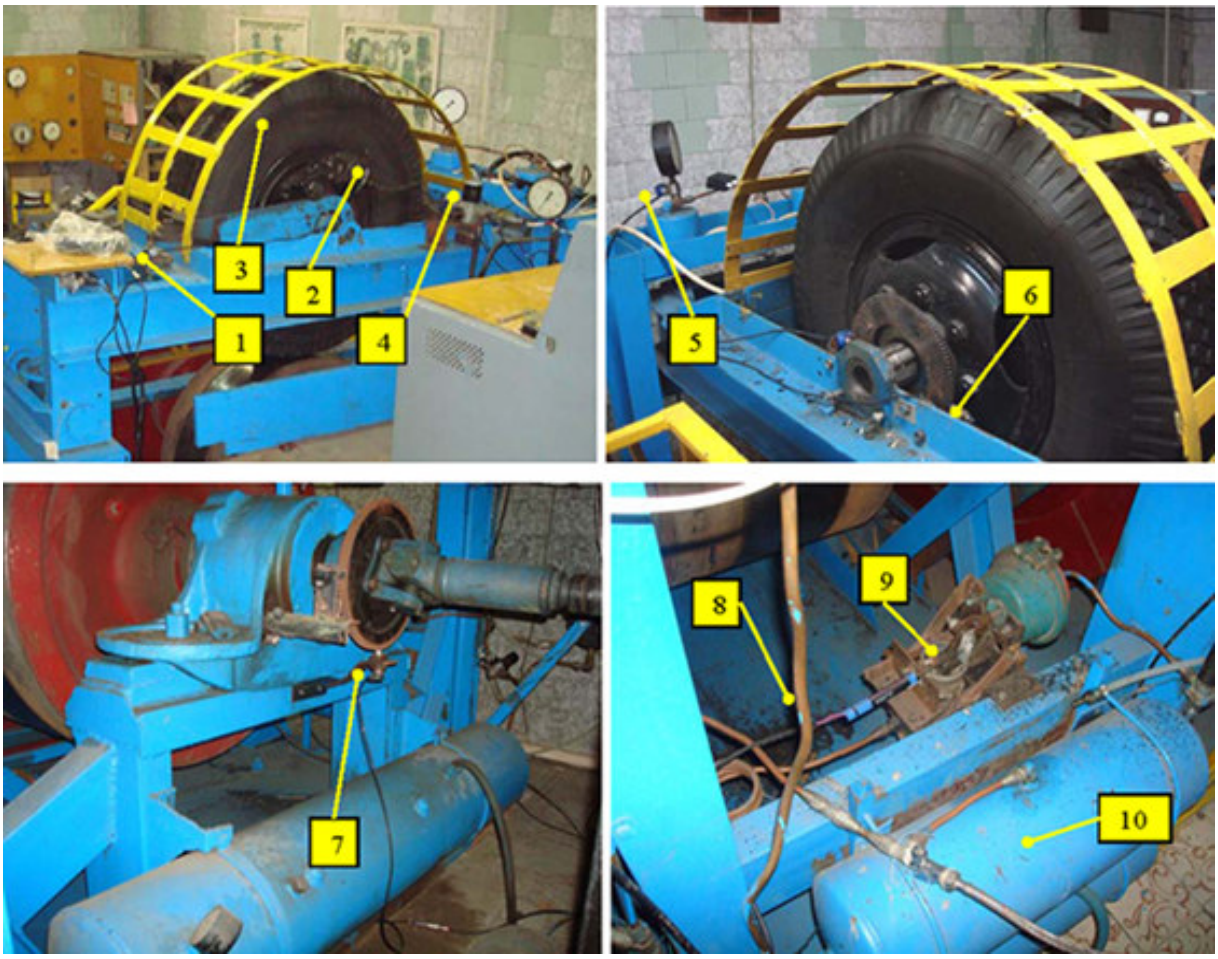


Рис. 4.3. Места монтажа элементов тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335 и информационных датчиков: 1 – датчик усилия модели *LPX-10000*; 2 – датчик давления *MPX 5999D* в тормозной камере; 3 – колесо автомобиля ЗиЛ-4335 с барабанным тормозным механизмом; 4 – модулятор давления АБС «KNORR-BREMSE»; 5 – датчик давления *MPX 5999D*, определяющий величину прижатия колеса к беговому барабану инерционного стенда; 6,7 – датчики скорости модели *АДЮИ.407111.003МЧ*; 8 – трубопроводы тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335; 9 – тормозной кран с датчиком перемещения *CLP–16–100*; 10 – ресиверы тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335

щего сохранения в файл. Контроль правильности настройки датчиков давления *24* и *25* осуществлялся образцовым манометром *21*. Давление в ресивере *20* подбиралось для каждого сочетания факторов, приведенных в разделе 4.2, при помощи редуктора *19*. Давление в ресиверах *6* и *3* поддерживалось в диапазоне от $0,8$ до 1 МПа при помощи компрессора *1* и автоматического редуктора *2*, контроль величины давления осуществлялся визуально при помощи образцового манометра *4*. Параллельно измерительно-регистрирующий комплекс *29* считывал информацию, посредством прохождения зубьев импульсных кодовых колес *27* и *36*

мимо датчиков частоты вращения *28* и *37*. Информация, полученная с датчиков, обрабатывалась измерительно-регистрирующим комплексом и поступала на монитор ноутбука *31*, после чего сохранялась исследователем в файл с расширением **.xls* редактора *Microsoft Excel* или текстового редактора с расширением **.txt*, данные которого можно легко импортировать в *Microsoft Excel*.

Количество опытов определялось с учетом оценки погрешности и достоверности измерений измерительно-регистрирующим комплексом всех записываемых параметров, который описан в разделе 4.1.3. Факторный эксперимент, приведенный в разделе 4.2, проведенный с точностью измерения $0,002$ с, позволил исследовать процесс качения автомобильного колеса в предельных сцепных условиях на основе минимального количества проведенных экспериментов. Для каждой серии экспериментов запись процессов повторялась три раза для устранения систематических ошибок измерений, вызванных изменением параметров датчиков и измерительно-регистрирующей аппаратуры, тарировка датчиков проводилась до и после измерений.

После проведения полного объема экспериментов, в соответствии с планом факторного эксперимента, были проведены экспериментальные стендовые исследования системы автоматического регулирования АБС с прерыванием фаз регулирования тормозного усилия и сравнительная оценка САР, построенная на различных принципах управления и различных конструкциях модуляторов АБС.

4.1.2 Программа-методика дорожных экспериментальных исследований

Дорожные экспериментальные исследования проводились на автобусе МАЗ-256200 (рис. 4.4), приобретенном кафедрой автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета в целях проведения лабораторных работ и исследования динамики торможения при натурных заездах в различных нагрузочных, сцепных и скоростных условиях его эксплуатации. Все этапы дорожных экспериментальных исследований выполнялись с соблюдением техники безопасности и в соответствии с Правилами дорожного движения Украины.

В качестве измерительно-регистрирующего комплекса использовался комплекс, описанный в разделе 4.1.3, который фиксировал информацию (рис. 4.5) с пяти датчиков частоты вращения колес *V1*, *V2*, *V3*, *V4*

и *V5* модели *АДЮИ.407111.003МЧ*, шести датчиков давления *P1*, *P2*, *P3*, *P4*, *P5* и *P6* модели *MPX 5999D*, одного датчика усилия *F* модели *LPX-1000* и трех датчиков ускорения *A1*, *A2* и *A3* модели *MMA7260QT*, которые имеют возможность измерять ускорения по трем координатам *X*, *Y* и *Z*.



Рис. 4.4. Общий вид автобуса МАЗ-256200

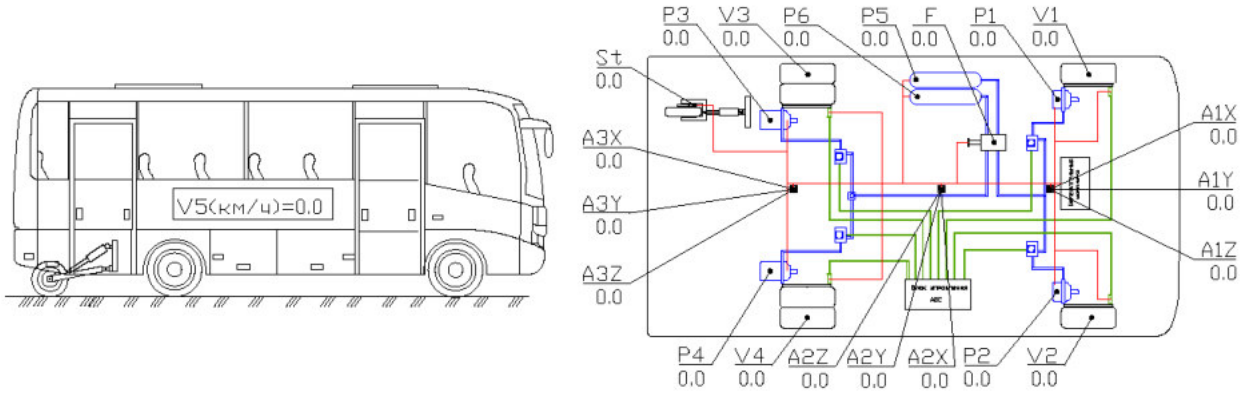


Рис. 4.5. Схема размещения датчиков на автобусе МАЗ-256200

Датчики были смонтированы на автобусе в соответствии с требованиями, предъявляемыми к электронным системам ТС. Смонтированные датчики не влияли на динамические процессы, протекающие при движении автобуса, как в тяговом, так и тормозном режимах.

Программа экспериментальных исследований предусматривала:

– определение влияния САР тормозного усилия, в частности АБС, на процесс торможения двухосного транспортного средства с пневматической тормозной системой;

– определение максимальной эффективности торможения автобуса МАЗ-256200 без блокирования колес при отключенной АБС.

Измерительно-регистрирующее оборудование размещалось в передней панели салона автобуса МАЗ-256200. Общий вид места размещения измерительно-регистрирующей аппаратуры представлен на рис. 4.6. Наблюдение за параметрами измерения осуществлялись с места второго водителя, расположенного в передней части автобуса.

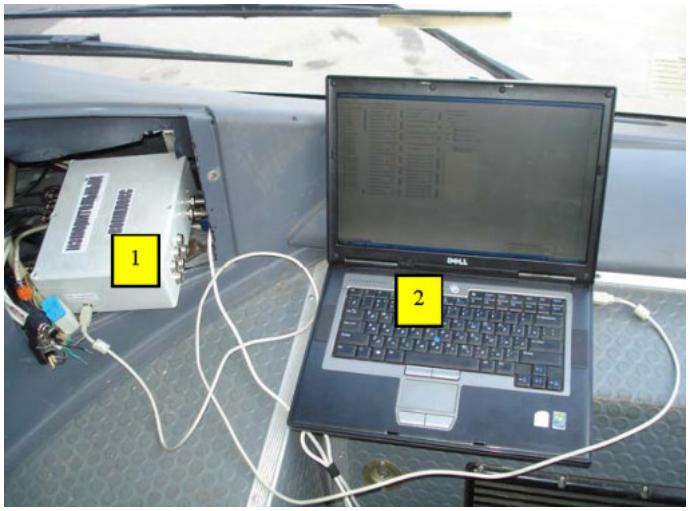


Рис. 4.6. Общий вид размещения измерительно-регистрирующей аппаратуры: 1 – измерительно-регистрирующий комплекс; 2 – переносной компьютер (*Notebook DELL D830*)

4.1.3 Измерительно-регистрирующий комплекс

Измерительно-регистрирующий комплекс это 12-битный АЦП с быстродействием до 200 кГц, что позволяет измерять физические величины каждые $0,002$ с. Точность преобразования по паспортным данным составляет ± 1 младший разряд, что в диапазоне изменения напряжения от 0 до $2,5$ В дает погрешность изменения напряжения $0,0012$ В, а при усилении в два раза погрешность изменения напряжения возрастает до $0,0024$ В, при этом общая погрешность измерения измерительного комплекса по одному каналу в обе стороны составит:

$$\Delta = \frac{V_\Delta \cdot 2 \cdot 100\ \%}{V} = \frac{0,0024 \cdot 2 \cdot 100\ \%}{5} = 0,08\ \%.$$

Поскольку измерительно-регистрирующий комплекс имеет возможность записывать одновременно *27* сигналов (i) с различных датчиков, то общая погрешность комплекса при всех задействованных информационных каналах составит:

$$\Sigma\Delta = \Delta \cdot i = 0,08 \cdot 27 = 2,16\ \%.$$

Принципиальная схема измерительно-регистрирующего комплекса изображена на рис. 4.7.

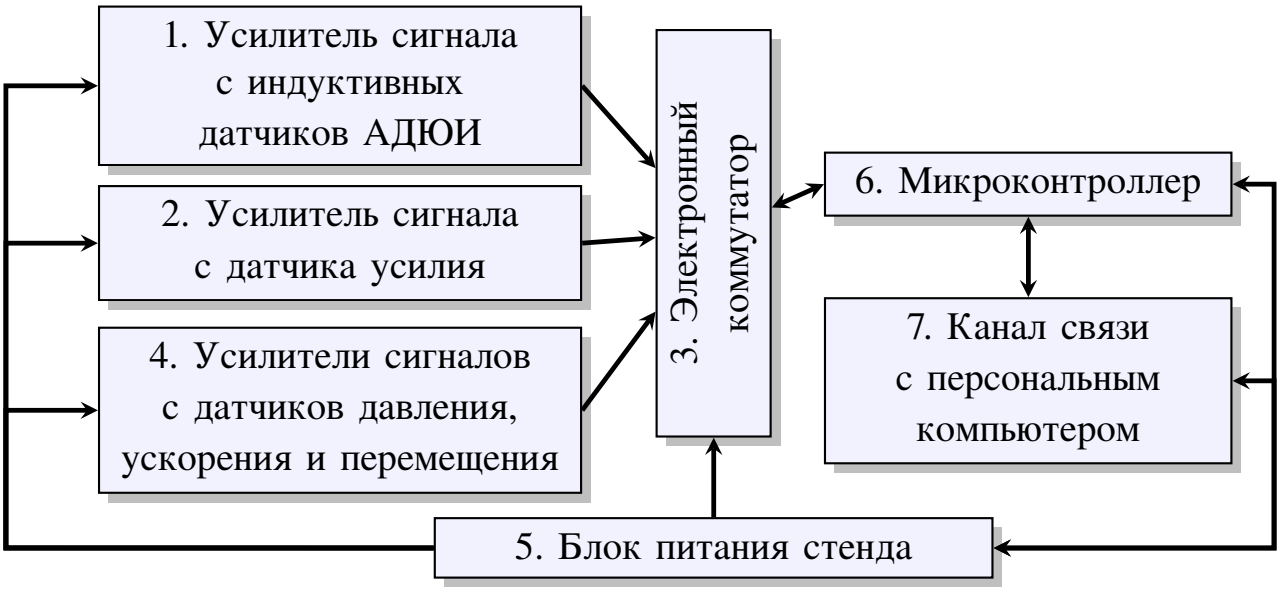
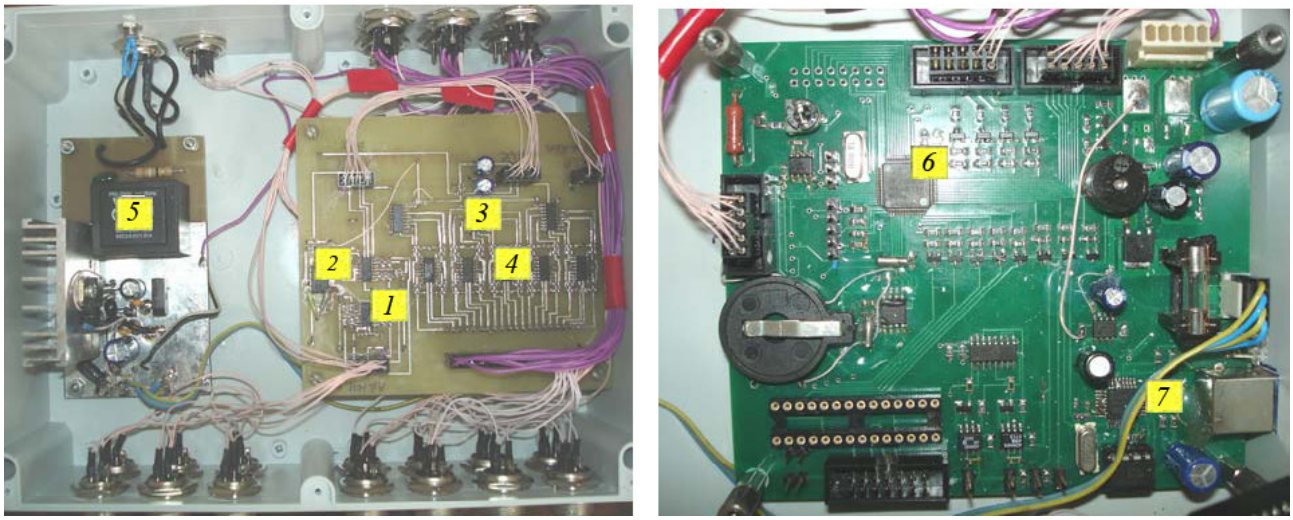


Рис. 4.7. Схема измерительно-регистрирующего комплекса

Измерительно-регистрирующий комплекс состоит из двух плат. На плате, изображенной на рис. 4.8,а), смонтированы усилители сигналов датчиков, а на двухсторонней печатной плате (рис. 4.8,б)) из фольгированного стеклотекстолита с металлизацией смонтированы устройства обработки и вывода информации, полученной с датчиков, которая усиливается при помощи платы с усилителями.



а) б)

Рис. 4.8. Элементная база измерительно-регистрирующего комплекса:
а) – плата с усилителями; б) – плата с устройствами ввода и вывода информации

На рис. 4.8 обозначено: *1* – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с индуктивных датчиков АДЮИ; *2* – усилители сигналов *AD623* фирмы *Analog Devices*, получаемых с датчика усилия; *3* – электронный коммутатор; *4* – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с датчиков ускорения, давления и перемещения; *5* – блок питания микроконтроллера и усилителей напряжением питания $3,3$ В и 5 В выполнен на микросхемах 7805 и *LP2951* соответственно; *6* – микроконтроллер *MSP430F149* фирмы *Texas Instruments*; *7* – канал связи с ПК выполнен с использованием интерфейса передачи данных *RS485* и преобразователем из *RS485* в интерфейс *USB*, выполненный на микросхеме *FT232RL*.

Интерфейс связи измерительно-регистрирующего комплекса с переносным компьютером (рис. 4.9) написан в среде разработки *Delphi*. В интерфейсе предусмотрена возможность настройки всех датчиков измерительно-регистрирующего комплекса и фильтрация данных по соседним данным для уменьшения влияния случайных возмущений, возникающих при записи физических параметров исследуемого объекта, а также возможность настройки точности выполняемых измерений в режиме реального времени.

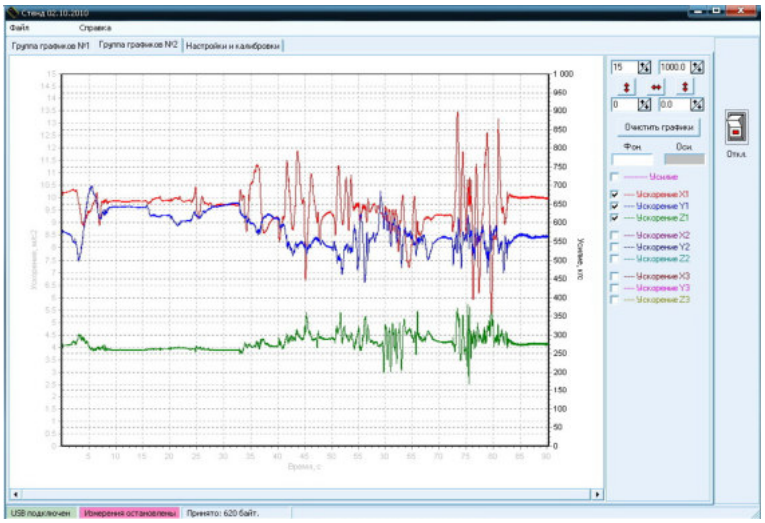


Рис. 4.9. Интерфейс связи измерительно-регистрирующего комплекса с переносным компьютером (*Notebook DELL D830*)

Измерительно-регистрирующий комплекс имеет возможность обрабатывать данные, полученные со всех *27* датчиков с частотами 50, 100 и 200 Гц, в зависимости от потребностей исследователя и в интерактивном режиме выводить на мобильный переносной компьютер визуализированную информацию с датчиков в виде меняющихся кривых во времени. Частоты измерения 50, 100 и 200 Гц соответствуют измерениям

соответственно с интервалом времени $0,05$, $0,01$ и $0,002$ с. Вся снятая информация сохраняется пользователем в текстовый файл с расширением **.txt*, что позволяет импортировать полученные данные в любой программный продукт, обрабатывающий массивы данных.

4.1.4 Блок управления системой автоматического регулирования тормозного усилия

Блок управления САР тормозного усилия исполнен на двух двухсторонних печатных платах из фольгированного стеклотекстолита, с металлизацией. Внешний вид плат представлен на рис. 4.10.

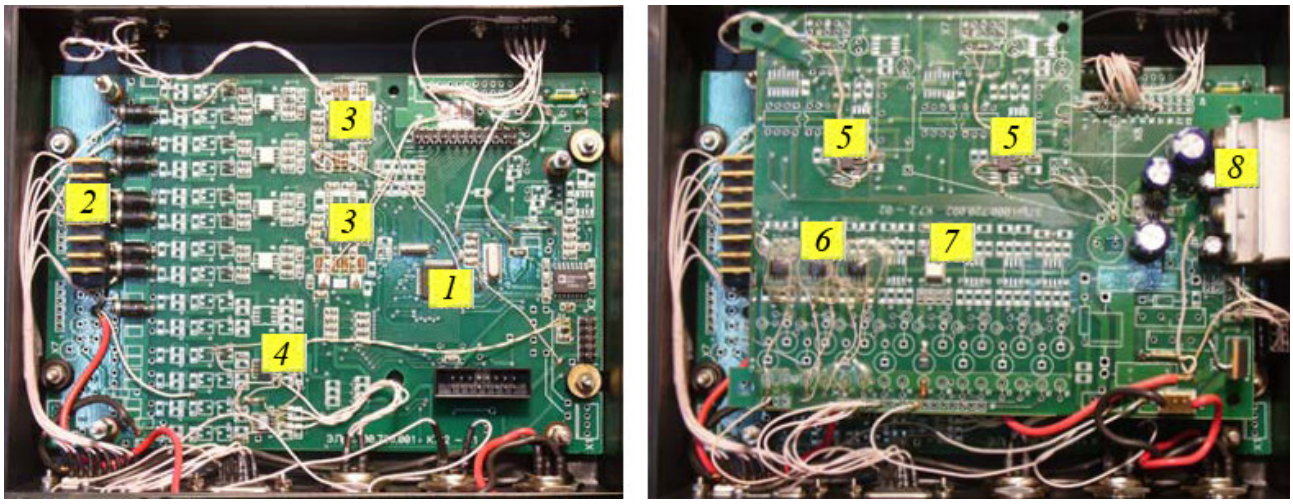


Рис. 4.10. Элементная база блока управления

На рис. 4.10 обозначено: *1* – микроконтроллер *MSP430F149* фирмы *Texas Instruments*; *2* – силовые ключи на полевых транзисторах *IPF530*; *3* – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с датчиков ускорения; *4* – усилители сигнала *AD623* фирмы *Analog Devices*, получаемого с датчика усилия; *5* – канал связи с ПК выполнен с использованием интерфейса передачи данных *RS485* и преобразователем из *RS485* в интерфейс *USB*, выполненный на микросхеме *FT232RL*; *6* – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с индуктивных датчиков АДЮИ; *7* – преобразователь сигнала от датчика «СТОП-СИГНАЛА» выполнен на базе оптопары *MOCD213*; *8* – блок питания микроконтроллера и усилителей, напряжением питания $3,3$ В и 5 В выполнен на микросхемах *7805* и *LP2951* соответственно.

Работа блока управления заключается в соответствии с блок-схемой управления, приведенной на рис. 4.11: информация с датчиков скорости

АДЮИ.407111.003МЧ обрабатывается посредством алгоритма, описанного в разделе 3.1, при помощи микроконтроллера (*MPS430F149*), который управляет силовыми ключами (*IRF530*), передающими сигналы на модуляторы АБС.

Работа блока организована в автоматическом режиме по сигналу датчика «СТОП-СИГНАЛА», расположенного в тормозной системе транспортного средства. Блок управления имеет возможность осуществлять запись информации с датчиков ускорения *MMA7260QT* и усилия *LPX-1000*, установленного на тормозной педали водителя. Параметры работы блока управления задаются испытателем через интерфейс (см. рис. 4.12), написанный на языке программирования *C++*. Связь блока управления САР с переносным компьютером осуществляется через разъем *RS485-USB*, что позволяет в интерактивном режиме испытателю наблюдать за изменением показаний датчиков непосредственно при торможении транспортного средства.

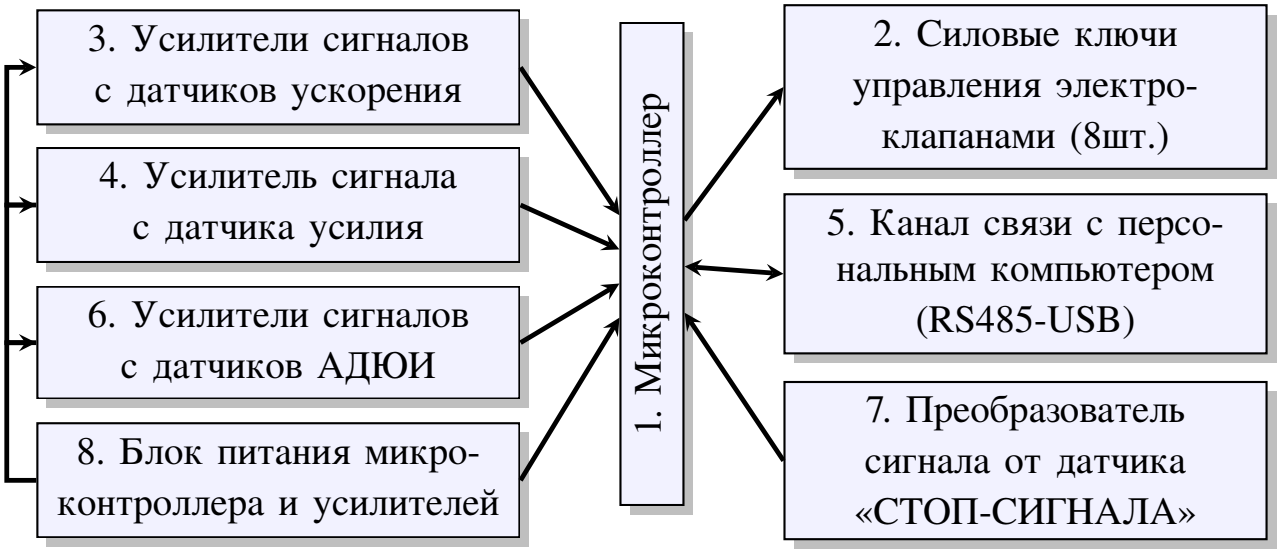


Рис. 4.11. Структурная блок-схема электронного блока управления

При проведении исследований испытатель имеет возможность при помощи мобильного переносного компьютера, используя интерфейс связи, менять параметры работы блока управления в интерактивном режиме. При вводе параметров блок управления САР тормозного усилия должен быть отключен от датчика «СТОП-СИГНАЛОВ», а после ввода параметров работы должен быть перезагружен путем отключения от питания.

Испытатель может ввести следующие параметры работы блока управления: *S1* – порог срабатывания алгоритма на растормаживание; *S2* – порог срабатывания алгоритма на затормаживание; *N1* – время открытия

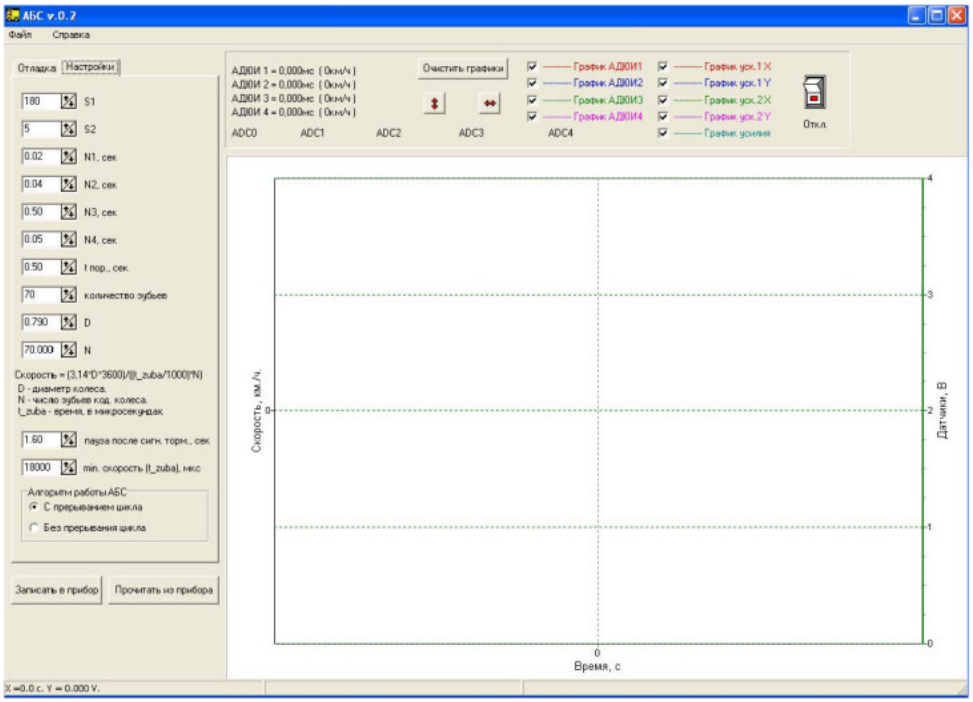


Рис. 4.12. Интерфейс связи с разработанным блоком управления АБС

впускных каналов модулятора АБС при фазе наполнения тормозной камеры; *N2* – время перекрытия впускных каналов модулятора АБС при фазе наполнения тормозной камеры; *N3* – время открытия выпускных каналов модулятора АБС при фазе опорожнения тормозной камеры; *N4* – время перекрытия выпускных каналов модулятора АБС при фазе опорожнения тормозной камеры; *N* – количество зубьев кодового колеса; *D* – диаметр колеса. Также испытатель имеет возможность ввести время задержки начала работы алгоритма после нажатия на тормозную педаль и время ожидания появления сигналов с датчиков *АДЮИ.407111.003МЧ*. Такой способ ввода параметров алгоритма, заложенного в блок управления САР тормозного усилия, позволяет настроить работу системы в зависимости от испытываемого транспортного средства.

4.2 Исследования качения затормаживаемого колеса в стендовых условиях

Целесообразность оборудования тормозного управления современных транспортных средств системами автоматического регулирования в настоящее время не у кого не вызывает сомнения. Эти системы могут быть построены на различных принципах управления и оборудоваться различными средствами регулирования тормозного усилия. Однако,

производители таких систем, находясь на рынке более 20 лет, продолжают затрачивать значительные средства на поиск более качественных систем автоматического регулирования тормозного усилия. Очевидно, что для достижения поставленной цели, создания эффективной системы автоматического регулирования, необходимо обладать полной информацией об объекте регулирования, иначе созданная система будет работать с потерей эффективности в различных нагрузочных, скоростных и сцепных эксплуатационных условиях.

4.2.1 Особенности качения автомобильного колеса на грани блокирования в стендовых условиях

Как известно, эффективность торможения зависит от величины реализуемой тормозной силы в пятне контакта шины с дорогой, поэтому для создания качественной системы автоматического регулирования необходимо исследовать качение колеса по опорной поверхности с максимальной эффективностью при различных сочетаниях независимых друг от друга факторов (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Натуральные значения кодированных факторов

№опыта	h, мм	V_H, км/ч	P_z, H	d, мм	№опыта	h, мм	V_H, км/ч	P_z, H	d, мм
1	40	20	8800	8	14	30	60	8800	1
2	40	20	8800	1	15	40	60	17150	1
3	20	20	25500	8	16	20	20	8800	8
4	20	60	8800	4.5	17	20	40	25500	4.5
5	40	60	8800	8	18	20	60	8800	1
6	20	20	17150	1	19	30	20	25500	1
7	40	20	25500	8	20	20	60	25500	8
8	40	60	25500	1	21	20	40	8800	8
9	20	60	25500	1	22	20	20	8800	1
10	40	60	25500	8	23	40	20	17150	4.5
11	30	20	8800	4.5	24	30	40	17150	8
12	20	60	17150	8	25	40	40	8800	1
13	40	20	25500	1	–	–	–	–	–

В качестве факторов, влияющих на процесс качения колеса на пределе сцепных возможностей без блокирования, были приняты эксплуата-

ционные факторы, такие как: нагрузка (P_z, Н), рабочий ход тормозной камеры (h, мм), начальная скорость торможения (V_H, км/ч) и дроссель (d, мм), который устанавливался перед тормозной камерой на расстоянии $0,4$ м, для исследования влияния проходных сечений регулирующего устройства (модулятора) непосредственно на процесс регулирования.

В качестве откликов были получены величины тормозного момента, и давления в тормозной камере в различные моменты времени процесса торможения, а так же время процесса торможения при соответствующих величинах тормозного момента и давления. Диапазон варьирования факторов выбирался с учетом реальных условий эксплуатации транспортных средств. Коэффициент сцепления шины с беговым барабаном во время проведения экспериментов не изменялся.

Для целостного исследования был спланирован и проведен факторный эксперимент, основанный на планах второго порядка [120–122]. Результаты эксперимента позволили получить уравнения регрессии, которые, с достаточной точностью, описывают изменение тормозного момента во времени на динамической и статической стадиях изменения давления в тормозной камере при качении колеса на грани блока.

Грань блока (предел блокирования) катящегося колеса при торможении в стендовых условиях определялась по методике изложенной в Правилах №13 ЕЭК ООН Приложение №13. За критерий грани блока колеса при торможении принималась наивысшая эффективность торможения с сохранением устойчивости и управляемости, которая оценивается тормозным путем и временем процесса торможения. Однако, при исследовании процессов качения автомобильного колеса следует обратить внимание на следующее:

– колесо может заблокироваться в начале процесса торможения;

– колесо может заблокироваться в середине процесса торможения;

– колесо может заблокироваться в конце процесса торможения.

В зависимости от момента блокирования колеса будет наблюдаться разная эффективность торможения.

Экспериментальными исследованиями было установлено, что наивысшая эффективность достигается при блокировании колеса в середине процесса торможения, но при этом нарушается устойчивость и не сохраняется управляемость транспортного средства, поскольку любое боковое возмущение может привести к его заносу. Наиболее рациональная эффективность торможения с сохранением устойчивости и управ-

ляемости может быть получена при блокировании колеса на скорости ниже 15 км/ч. Отсутствие блокирования колеса в процессе его затормаживания приводит к снижению эффективности, а значит к увеличению тормозного пути и времени торможения. При оценке САР выбор грани блока колеса играет важную роль, так, если в качестве грани блока приняты условия качения колеса без блокирования, система автоматического регулирования даст завышенную эффективность торможения.

Для получения уравнений регрессии функции $M = f(P_z, V_H, h, d)$, $p = f(P_z, V_H, h, d)$ и $t = f(P_z, V_H, h, d)$ были разложены в степенной ряд, который в упрощенной форме может быть представлен в виде квадратичного полинома:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i \cdot x_i + \sum_{\substack{i=1,\ldots,n-1 \\ j=2,\ldots,n}}^{n} b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^{n} b_{ii} \cdot {x_i}^2, \qquad (4.1)$$

где b – коэффициенты регрессии полинома;

x – кодовые значения натуральных факторов.

Поскольку все выбранные факторы имеют разные размерности и количественно отличаются друг от друга (см. табл. 4.1) возникла необходимость в переводе натуральных факторов в безразмерные условные величины, чтобы иметь возможность спланировать план-матрицу эксперимента. Эта операция заключается в выборе нового масштаба для кодированных факторов, причем такого, чтобы минимальное значение кодированных факторов соответствовало (-1), а максимальное значение $(+1)$, а также в переносе начала координат в точку со средними координатами x_{1CP}, x_{2CP} и x_{3CP}.

Текущее натуральное значение кодированного фактора X_i может быть определено из выражения:

$$x_i = \frac{2 \cdot X_i - X_{imax} - X_{imin}}{X_{imax} - X_{imin}}, \qquad (4.2)$$

где X_{imax} – максимальное натуральное значение фактора;

X_{imin} – минимальное натуральное значение фактора.

Безразмерные условные величины натуральных факторов, которые использовались при проведении факторного эксперимента, представлены в виде план-матрицы, приведенной в табл. 4.2 . В таблице также приведены возможные сочетания факторов в безразмерной форме.

Таблица 4.2

План-матрица четырехфакторного эксперимента

№ опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_2x_3	x_2x_4	x_3x_4	x_1^2	x_2^2	x_3^2	x_4^2
1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	1	−1	−1	1	1	1	1
2	1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	1
3	−1	−1	1	1	1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1
4	−1	1	−1	0	−1	1	0	−1	0	0	1	1	1	0
5	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	1	−1	1	1	1	1
6	−1	−1	0	−1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1
7	1	−1	1	1	−1	1	1	−1	−1	1	1	1	1	1
8	1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	−1	1	1	1	1
9	−1	1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	1	1	1	1
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
11	0	−1	−1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0
12	−1	1	0	1	−1	0	−1	0	1	0	1	1	0	1
13	1	−1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	−1	1	1	1	1
14	0	1	−1	−1	0	0	0	−1	−1	1	0	1	1	1
15	1	1	0	−1	1	0	−1	0	−1	0	1	1	0	1
16	−1	−1	−1	1	1	1	−1	1	−1	−1	1	1	1	1
17	−1	0	1	0	0	−1	0	0	0	0	1	0	1	0
18	−1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	1	1	1	1	1
19	0	−1	1	−1	0	0	0	−1	1	−1	0	1	1	1
20	−1	1	1	1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	1
21	−1	0	−1	1	0	1	−1	0	0	−1	1	0	1	1
22	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
23	1	−1	0	0	−1	0	0	0	0	0	1	1	0	0
24	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
25	1	0	−1	−1	0	−1	−1	0	0	1	1	0	1	1

Процесс описания поверхности откликов, согласно степенному ряду (4.1), начнем с линейной аппроксимации и завершим аппроксимацией второй степени для получения квадратичного полинома отклика.

Результаты стендовых экспериментальных исследований, соответствующие план-матрице четырехфакторного эксперимента, представлены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Результаты четырехфакторного эксперимента

№	t_1, c	t_2, c	t_3, c	t_4, c	t_{TK}, c	$M_1, Н{\cdot}м$	$M_2, Н{\cdot}м$	$M_3, Н{\cdot}м$	$M_4, Н{\cdot}м$	P_{TK}, кПа
1	0,29	0,58	0,72	1,45	0,55	5350	8700	8700	9600	565
2	1,1	2,15	2,15	2,15	2,6	5000	9600	9600	9600	770
3	0,24	0,48	0,63	1,24	0,43	6080	10560	10450	10250	600
4	0,3	0,6	2,56	4,4	0,53	4900	7650	7200	8100	550
5	0,65	1,3	2,4	4,5	0,6	6000	6800	6150	9600	525
6	0,84	1,68	1,68	1,7	1,91	6600	11250	11250	11250	760
7	0,35	0,71	0,96	1,32	0,57	7000	10400	10100	10700	645
8	1,23	2,47	2,9	4,5	2,7	4900	9100	9150	10900	700
9	0,93	1,87	2,4	4	2,1	5800	9100	9000	10700	710
10	0,46	0,93	2,1	4,17	0,6	6700	7800	7200	11200	610
11	0,31	0,63	0,96	1,7	0,56	4550	7200	7000	7800	520
12	0,32	0,65	1,9	3,8	0,44	7330	8700	8100	10400	595
13	1,1	2,2	2,2	2,2	2,62	5000	9960	9960	9960	770
14	1,2	2,4	3,3	4,9	2,14	4900	7800	7800	9500	550
15	1,21	2,42	3,13	4,85	2,95	4350	7700	7400	11300	690
16	0,23	0,46	0,98	1,68	0,42	4550	7200	7400	7300	480
17	0,45	0,9	1,4	2,25	0,5	9200	10900	10800	10900	670
18	0,96	1,92	2,6	4,7	1,81	4900	8000	7450	9250	610
19	0,92	1,84	1,84	1,85	2,2	5600	12000	12000	12000	800
20	0,29	0,58	1,96	3,55	0,46	6500	9300	9700	9300	585
21	0,32	0,64	1,5	2,8	0,44	6800	8700	8300	7900	530
22	0,8	1,61	1,61	1,65	1,94	6350	12000	12000	12000	790
23	0,39	0,78	0,98	1,5	0,69	5300	8700	8600	9100	635
24	0,55	1,1	1,79	2,5	0,79	8750	9350	9250	9250	580
25	1,07	2,15	2,53	3,45	2,84	4200	8900	9600	10800	690

Анализ экспериментальных исследований показал, что тормозной момент может изменяться при постоянном давлении в тормозной камере. Он имеет характерно выраженные точки, которые показаны схематично на рис. 4.13.

Полиномы, описывающие характер изменения характерных точек тормозного момента и давления в тормозной камере, получены с учетом коэффициентов регрессии, приведенных в табл. 4.4.

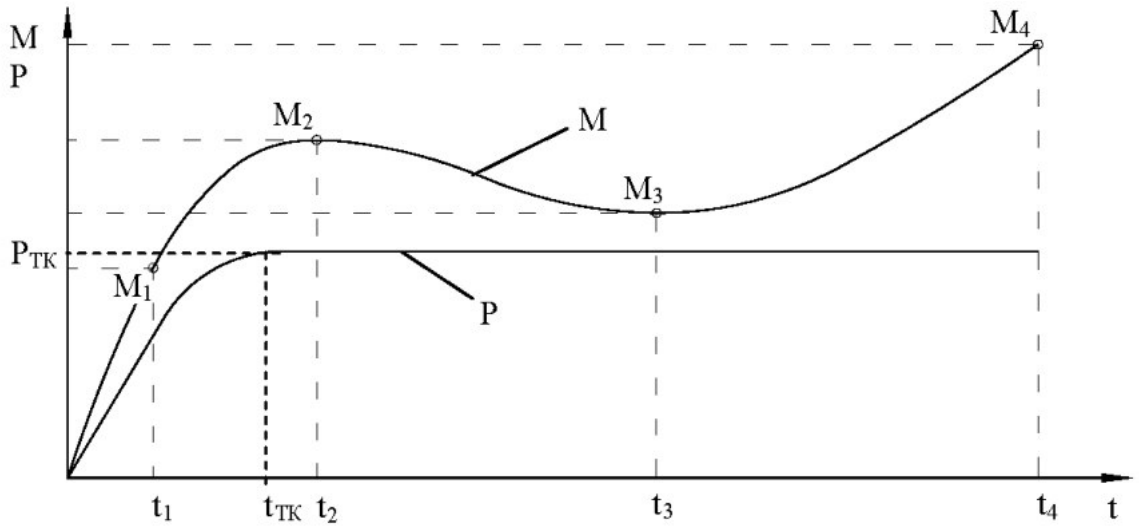


Рис. 4.13. Схематичные кривые изменения давления в тормозной камере и тормозного момента при стендовых испытаниях барабанного тормозного механизма автомобиля ЗиЛ-4335 с равными перемещениями колодок

Таблица 4.4

Коэффициенты регрессии полученных полиномов

Коэф.	t_1	t_2	t_3	t_4	t_{TK}	M_1	M_2	M_3	M_4	P_{TK}
b_0	$0,514$	$1,031$	$1,73$	$2,617$	$0,786$	$788,6$	$901,3$	$885,6$	$957,3$	$5,958$
b_1	$0,1$	$0,202$	$0,145$	$0,165$	$0,225$	$-36,3$	-48	$-48,7$	–	–
b_2	$0,076$	$0,153$	$0,606$	$1,348$	–	–	$-90,7$	-103	–	$-0,303$
b_3	–	–	$-0,09$	$-0,2$	–	$61,8$	$82,8$	$85,99$	$72,5$	$0,411$
b_4	$-0,32$	$-0,65$	$-0,42$	$-0,24$	$-0,9$	$48,22$	$-54,9$	$-66,4$	-61	$-0,76$
b_{12}	$0,026$	$0,052$	–	$0,06$	–	–	–	–	36	–
b_{13}	–	–	–	$0,063$	–	–	–	–	–	–
b_{14}	–	$-0,04$	$-0,11$	$-0,09$	$-0,15$	$54,11$	$28,32$	–	$47,8$	$0,117$
b_{23}	$-0,03$	$-0,05$	$-0,12$	–	–	–	–	–	–	–
b_{24}	–	–	$0,1$	–	–	$32,48$	$33,33$	$29,14$	$23,5$	$0,29$
b_{34}	–	–	–	–	–	–	–	$25,36$	$24,6$	–
b_{11}	$-0,05$	$-0,1$	$-0,13$	–	–	–	$25,51$	–	$45,9$	$0,458$
b_{22}	$-0,07$	$-0,14$	–	$0,19$	$-0,15$	-175	$-95,6$	-112	-37	$-0,29$
b_{33}	–	–	–	$0,107$	$-0,07$	$-60,9$	–	–	$-36,6$	$-0,18$
b_{44}	$0,295$	$0,59$	$0,3$	$0,13$	$0,79$	–	$84,66$	$97,8$	$83,2$	$0,49$
Критерий Фишера	$0,843$	$0,367$	$1,095$	$0,43$	$0,313$	$1,999$	$1,467$	$1,91$	$1,34$	$1,955$
Критерий Кохрена	$0,289$	$0,17$	$0,042$	$0,042$	$0,288$	$0,079$	$0,282$	$0,327$	$0,266$	$0,055$
5 %-я точка распределения Стьюдента	$0,022$	$0,028$	$0,057$	$0,057$	$0,065$	$16,5$	$21,92$	$20,38$	$22,58$	$0,075$

Полученные полиномы позволяют оценить характер изменения тормозного момента и давления в тормозной камере, в зависимости от хода штока тормозной камеры тип 20, начальной скорости торможения, дросселя перед тормозной камерой и нагрузки на колесе.

Полиномы в явном виде имеют следующий вид:

$$
\begin{aligned}
t_1 &= 0,332424 + 0,033414 \cdot h + 0,01559685 \cdot V_H - 0,30944 \cdot d + \\
&\quad +5,21 \cdot 10^{-6} \cdot P_z + 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot V_H - 1,3 \cdot 10^{-7} \cdot P_z \cdot V_H - \\
&\quad -4,77 \cdot 10^{-4} \cdot h_2 - 1,68 \cdot 10^{-4} \cdot {V_H}^2 + 0,02411 \cdot d^2; \\
M_1 &= 1055,96 - 103,9 \cdot h + 323,54 \cdot V_H - 501,92 \cdot d + 0,296 \cdot P_z + \\
&\quad +15,17 \cdot h \cdot d + 4,55 \cdot V_H \cdot d - 4,29 \cdot {V_H}^2 - 6,6 \cdot 10^{-6} \cdot {P_z}^2; \\
t_2 &= 0,5341 + 7,16 \cdot 10^{-2} \cdot h + 3,12 \cdot 10^{-2} \cdot V_H - 0,5895 \cdot d + \\
&\quad +9,86 \cdot 10^{-6} \cdot P_z + 2,61 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot V_H - 9,85 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot d - \\
&\quad -2,5 \cdot 10^{-7} \cdot V_H \cdot P_z - 9,6 \cdot 10^{-4} \cdot h^2 - 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot V_H^2 + 0,05 \cdot d^2; \\
M_2 &= 12876 - 232,99 \cdot h + 121,95 \cdot V_H - 1189,04 \cdot d + 0,08554 \cdot P_z + \\
&\quad +7,94 \cdot h \cdot d + 4,67 \cdot V_H \cdot d + 2,5 \cdot h^2 - 2,344 \cdot V_H^2 + 67,795 \cdot d^2; \\
t_3 &= -0,3732 + 0,1055 \cdot h + 0,03293 \cdot V_H - 0,3096 \cdot d + \\
&\quad +1,06 \cdot 10^{-5} \cdot P_z - 2,96 \cdot 10^{-3} \cdot h \cdot d - 5,1 \cdot 10^{-7} \cdot P_z \cdot V_H + \\
&\quad +1,393 \cdot 10^{-3} \cdot V_H \cdot d - 1,29 \cdot 10^{-3} \cdot h^2 + 0,024642 \cdot d^2; \\
M_3 &= 9931,76 - 47,81 \cdot h + 151,34 \cdot V_H - 1185,28 \cdot d + 0,05513 \cdot P_z + \\
&\quad +4,084 \cdot V_H \cdot d + 0,0075 \cdot P_z \cdot d - 2,7527 \cdot {V_H}^2 + 78,32 \cdot d^2; \\
t_4 &= 1,39 + 4 \cdot 10^{-3} \cdot h + 3,1 \cdot 10^{-2} \cdot V_H - 0,09 \cdot d - 5,8 \cdot 10^{-5} \cdot P_z + \\
&\quad +3 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot V_H + 6,6 \cdot 10^{-7} \cdot h \cdot P_z - 2,45 \cdot 10^{-3} \cdot h \cdot d - \\
&\quad -6,12 \cdot 10^{-7} \cdot V_H \cdot P_z + 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot V_H^2 + 1,2 \cdot 10^{-9} \cdot P_z^2 + 0,01 \cdot d^2; \\
M_4 &= 16666,12 - 400,94 \cdot h + 5,09 \cdot V_H - 1431,3 \cdot d + 0,181 \cdot P_z + \\
&\quad +1,76 \cdot h \cdot V_H + 13,39 \cdot h \cdot d + 3,3 \cdot V_H \cdot d + 0,007 \cdot P_z \cdot d + \\
&\quad +4,5 \cdot h^2 - 0,91 \cdot {V_H}^2 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot P_z^2 + 66,63 \cdot d^2; \\
t_{TK} &= 1,1984 + 0,041 \cdot h + 0,029 \cdot V_H - 0,7139 \cdot d + 2,7 \cdot 10^{-5} \cdot P_z - \\
&\quad -4,14 \cdot 10^{-3} \cdot h \cdot d - 3,62 \cdot 10^{-4} \cdot V_H^2 - 8 \cdot 10^{-10} \cdot P_z^2 + 0.0645 \cdot d^2; \\
P_{TK} &= 1071 - 29 \cdot h + 2,34 \cdot V_H - 84,1 \cdot d + 0,011 \cdot P_z + 0,33 \cdot h \cdot d + \\
&\quad +0,416 \cdot V_H \cdot d + 0,458 \cdot h^2 - 0,0714 \cdot V_H^2 - 2 \cdot 10^{-7} \cdot P_z^2 + 4 \cdot d^2.
\end{aligned}
$$

Каждую кривую, представленную схематично на рис. 4.13, можно разделить на два характерных участка.

Для кривой M:

– участок нарастания тормозного момента от 0 до момента M_2;

– участок изменения тормозного момента при установившемся качении колеса (изменение момента от величины M_2 до M_4).

Для кривой P:

– участок нарастания давления в тормозной камере от 0 до P_{TK};

– участок стабильного давления P_{TK} в тормозной камере до конца торможения.

Темп нарастания давления в тормозной камере и характер его изменения изучены в работах Метлюка Н.Ф. [35, 55], Герц Е.В. [43, 44], Крамского А.В. [47]. Авторы предложили ряд зависимостей, которые позволяют описать эту кривую с достаточной точностью, а вот кривая момента авторами работ [21, 108, 123, 124] описана в упрощенном виде без учета динамического его изменения при установившемся давлении в тормозной камере. Хотя в работе [56] автор Ревин А.А. предпринял попытку описать динамику изменения тормозного момента и ограничился статическими кривыми, которые корректируются в зависимости от скорости скольжения трущихся пар «накладка-барабан» при торможении колеса.

Исследование кривой изменения момента в данной работе позволило представить кривую момента в виде полиномов второй степени, постоянные коэффициенты этих полиномов найдем, воспользовавшись интерполяционной формулой Лагранжа и полиномами, полученными с помощью полнофакторного эксперимента. В упрощенном виде полиномы второй степени, которые описывают изменение тормозного момента во времени, будут иметь следующий вид:

$$M_T(t) = \begin{cases} \sum\limits_{i=0}^{2} \frac{(t-t_0)(t-t_1)...(t-t_{i-1})(t-t_{i+1})...(t-t_2)}{(t_i-t_0)(t_i-t_1)...(t_i-t_{i-1})(t_i-t_{i+1})...(t_i-t_2)} \cdot M_i & \text{при } t \leqslant t_2 \\ \sum\limits_{i=0}^{2} \frac{(t-t_2)(t-t_3)...(t-t_{i-1})(t-t_{i+1})...(t-t_4)}{(t_i-t_2)(t_i-t_3)...(t_i-t_{i-1})(t_i-t_{i+1})...(t_i-t_4)} \cdot M_i & \text{при } t > t_2 \end{cases} \quad (4.3)$$

где t – текущее значение времени протекания процесса торможения.

Анализ влияния факторов на изменение тормозного момента во времени при качении колеса с предельными возможностями по сцеплению показал, что тормозной момент в начальный момент времени торможения в большей степени зависит от начальной скорости торможения (рис. 4.14) и от нагрузки, приходящейся на колесо (рис. 4.15).

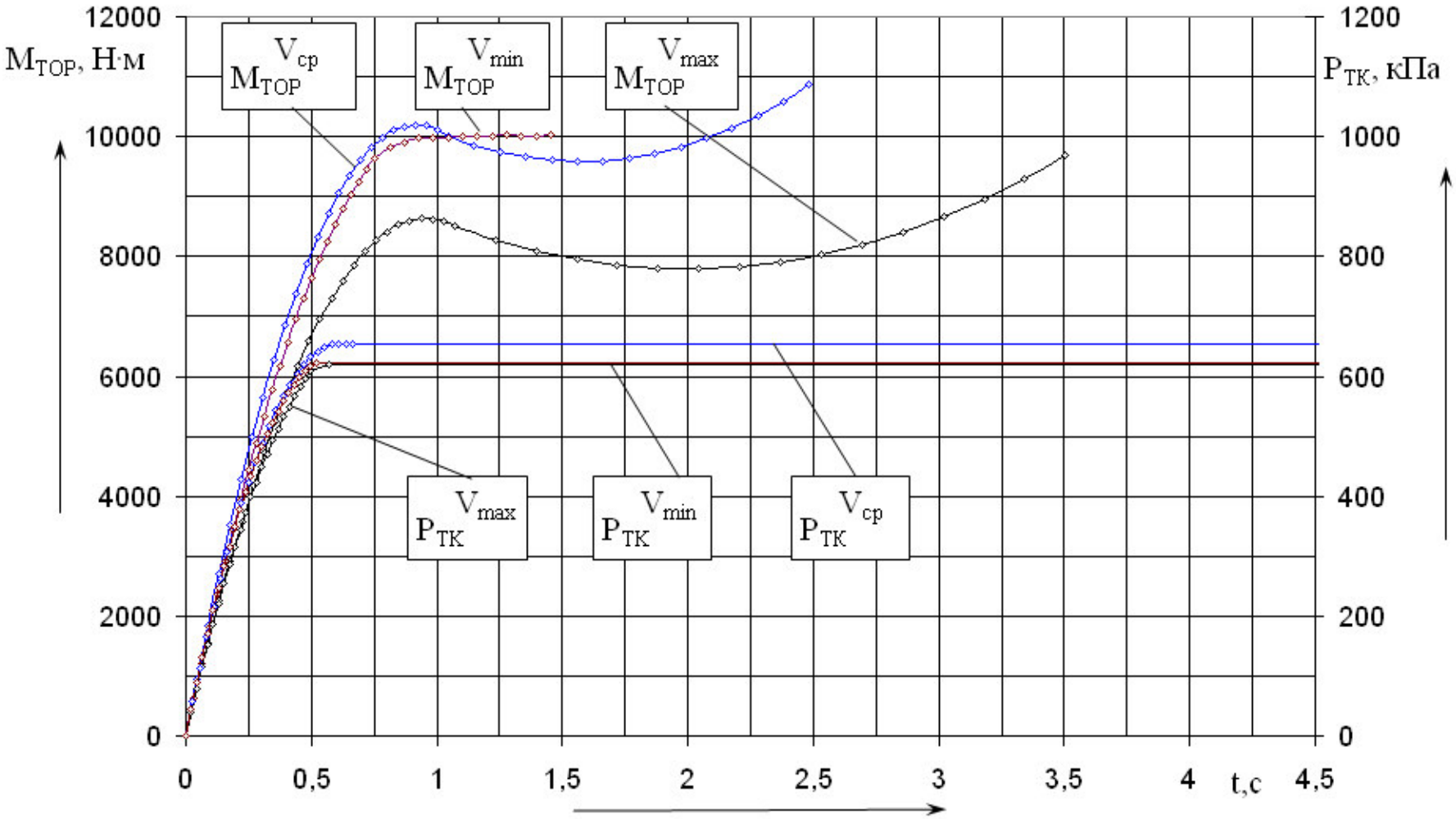


Рис. 4.14. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных значениях факторов h, d, N и скоростях: $V_{max} = 60$ км/ч; $V_{cp} = 40$ км/ч; $V_{min} = 20$ км/ч

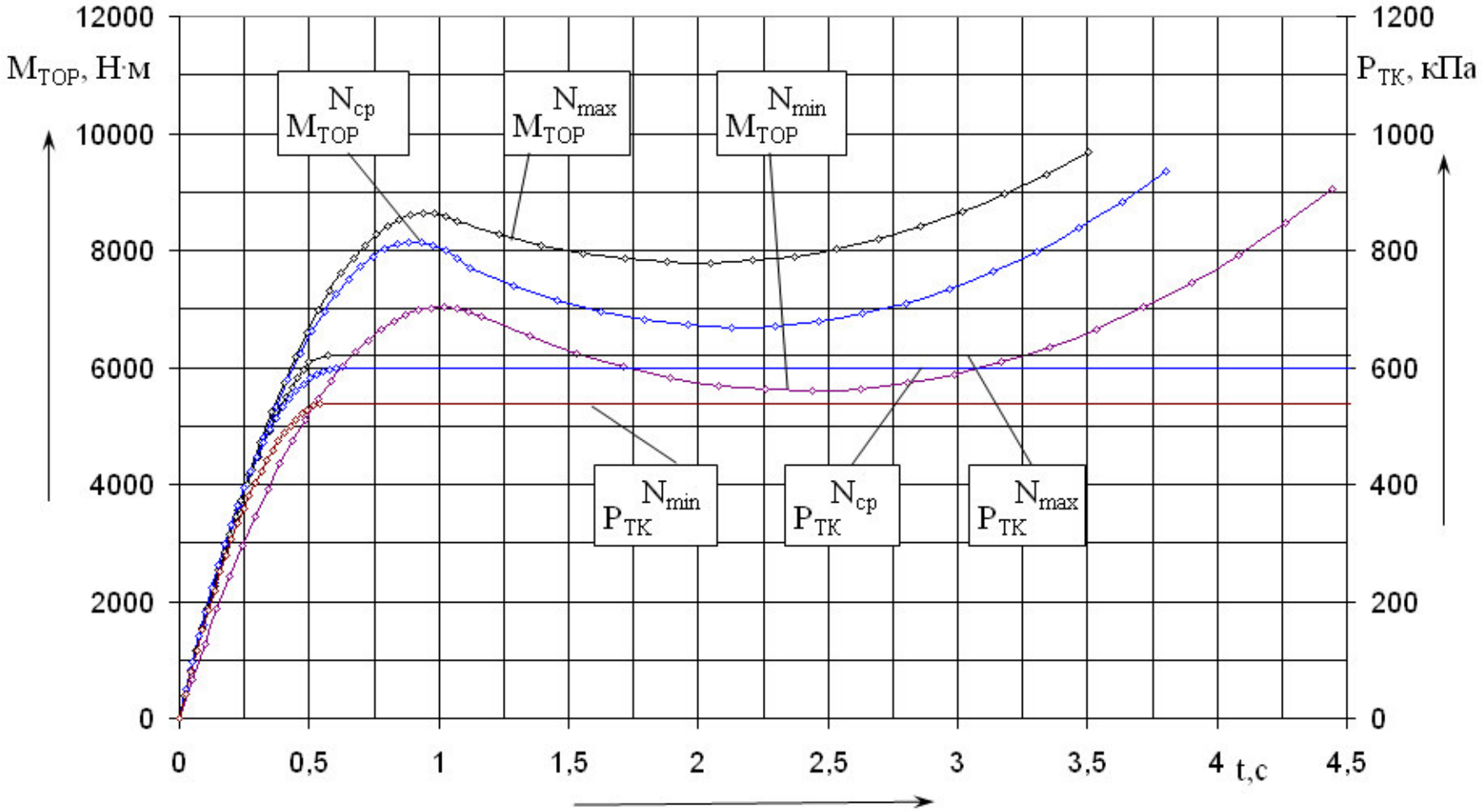


Рис. 4.15. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных значениях факторов h, d, V и нагрузках:$N_{max} = 25500$ Н; $N_{cp} = 17150$ Н; $N_{min} = 8800$ Н

Ход штока тормозной камеры (рис. 4.16) не оказывает существенного влияния на изменение величины тормозного момента, но позволяет практически в два раза увеличить время наполнения тормозной каме-ры, что является положительным моментом, отражающимся на стабильности работы системы автоматического регулирования тормозного усилия. Влияние дросселя (рис. 4.17), установленного перед тормозной камерой на расстоянии $0,4$ м, оказывает существенное влияние на изменение тормозного момента в диапазоне от 1 мм до $4,5$ мм, дальнейшее увеличение дросселя не приводит к существенному изменению тормозного момента. Это обстоятельство позволяет уменьшить проходные сечения модуляторов, используемых в системах автоматического регулирования тормозного усилия, не ухудшая при этом характеристик тормозного привода в целом.

Как показывают стендовые испытания, дроссель, установленный перед тормозной камерой, не существенно влияет на конечное время торможения, это объясняется распределением тормозного момента во времени. То есть, при высоком темпе наполнения тормозной камеры из-за высокой скорости скольжения барабана относительно накладки момент не успевает полностью реализоваться, и накладка начинает нагреваться. Тепло, выделившееся в результате скольжения, не успевает рассеиваться в окружающую среду, из-за чего коэффициент трения накладки снижается, и момент падает (рис. 4.18). Таким образом, дроссель диаметром всего 1 мм увеличивает время торможения колеса на $0,8$ с по сравнению с торможением при дросселе 8 мм.

Полученные при стендовых испытаниях результаты позволяют уменьшить проходные сечения модуляторов автоматических систем, что дает возможность осуществлять более качественное регулирование тормозного усилия. Уменьшение площадей подвижных частей модуляторов снижает усилия их перемещения, и тем самым качество управления модулятором значительно повышается.

С уменьшением темпа наполнения тормозной камеры (рис. 4.19) в начальный момент времени скорость скольжения барабана относительно накладки ниже, подведенный момент полностью реализуется, но его величина не достаточна для осуществления торможения с высокой эффективностью. При снижении скорости торможения больший тормозной момент реализовывается между тормозным барабаном и накладкой, и эффективность торможения повышается.

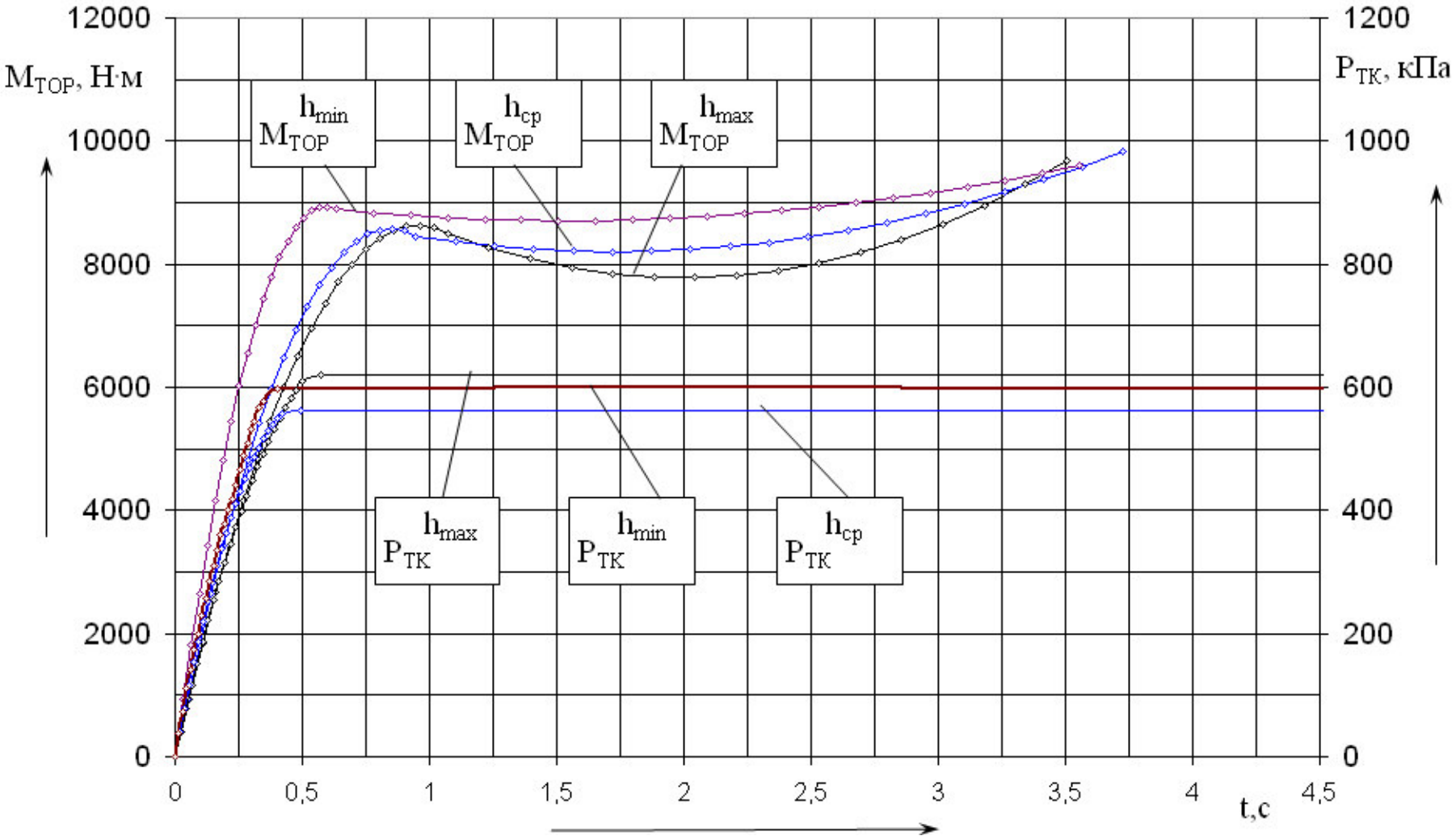


Рис. 4.16. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных факторах N, d, V и ходах штока тормозной камеры:$h_{max} = 40$ мм;$h_{cp} = 30$ мм;$h_{min} = 20$ мм

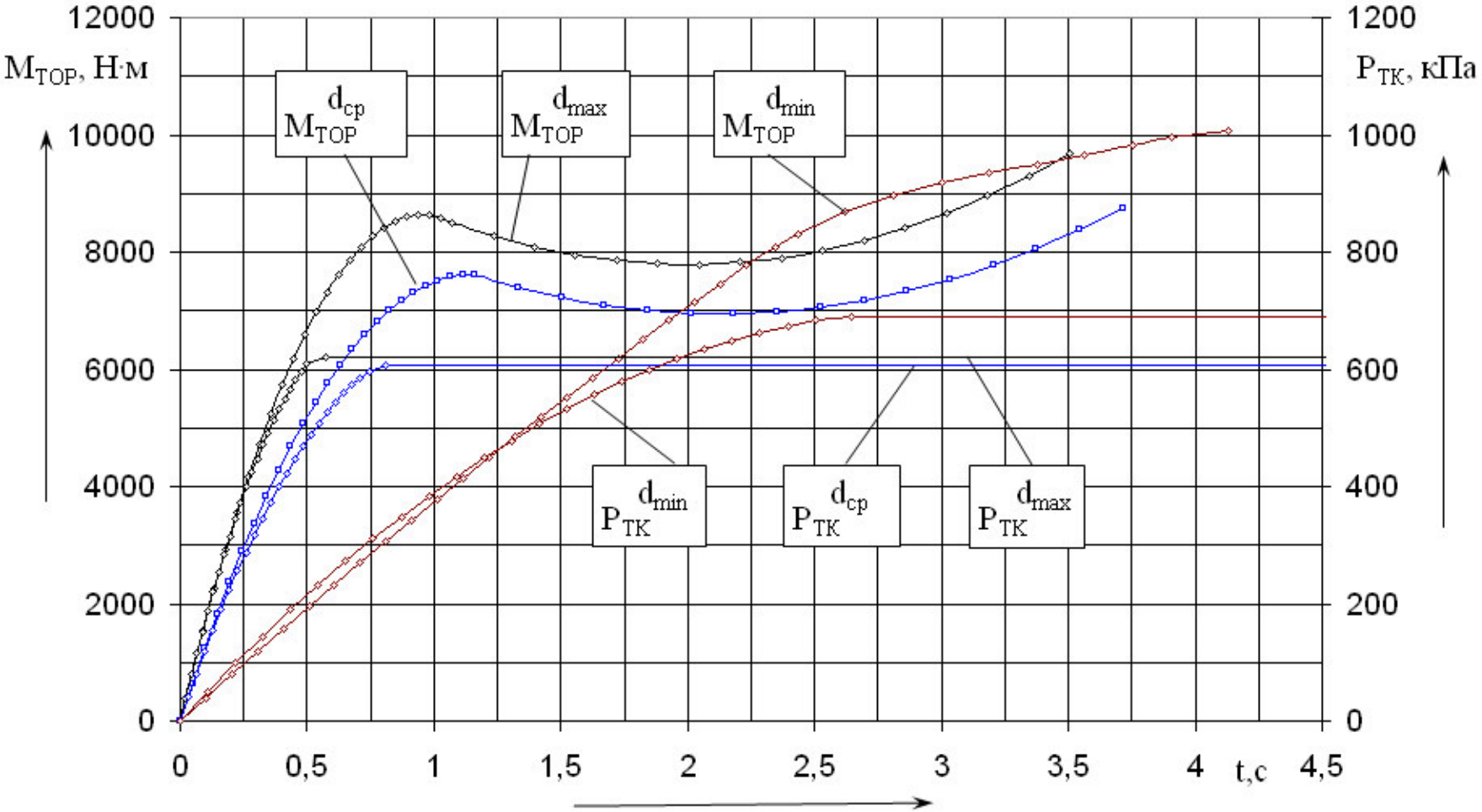


Рис. 4.17. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных факторах N, h, V и дросселе соответственно:$d_{max} = 8$ мм;$d_{cp} = 4,5$ мм;$d_{min} = 1$ мм

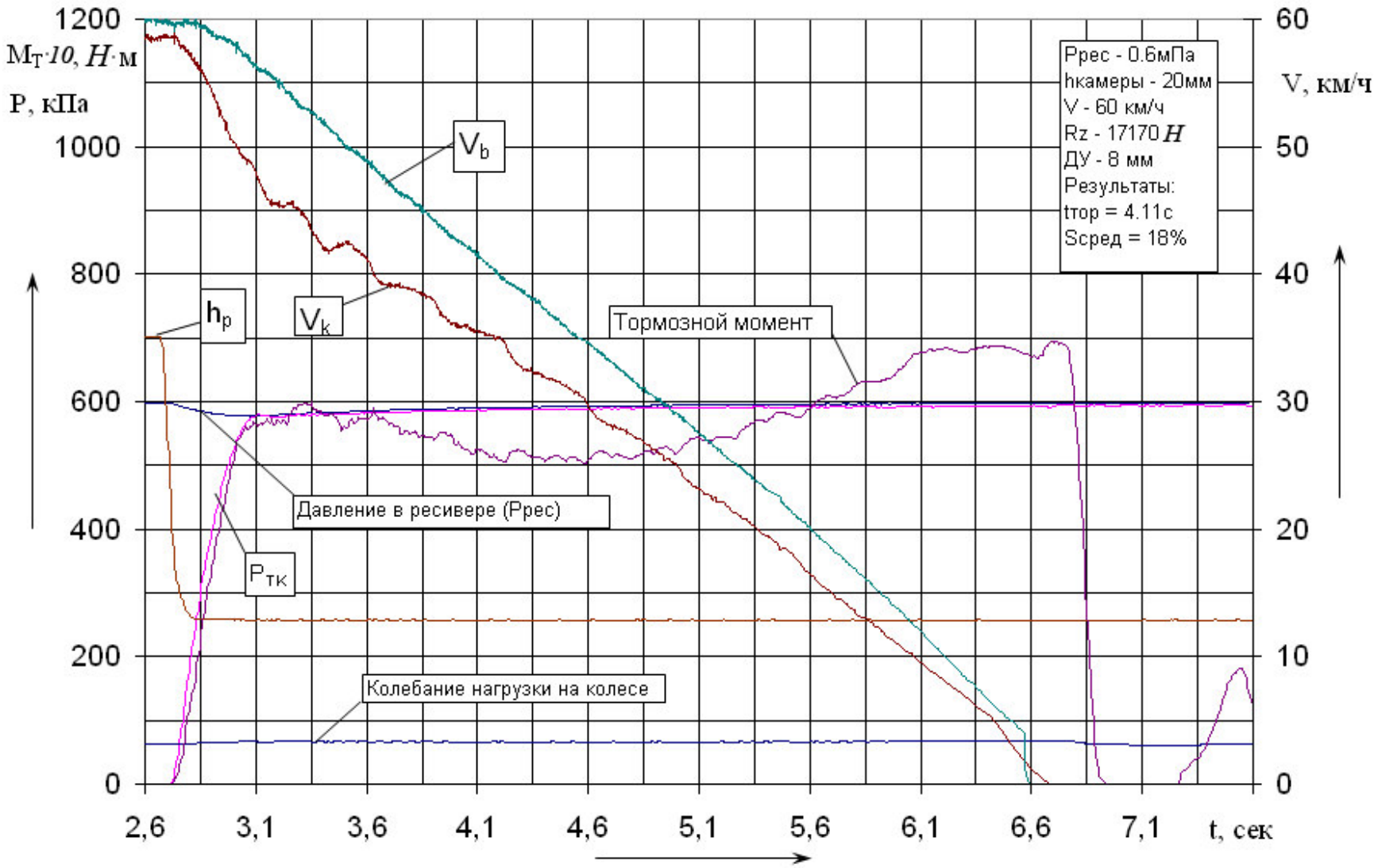


Рис. 4.18. Экспериментальная зависимость качения автомобильного колеса на пределе блокирования при высоком темпе наполнения тормозной камеры

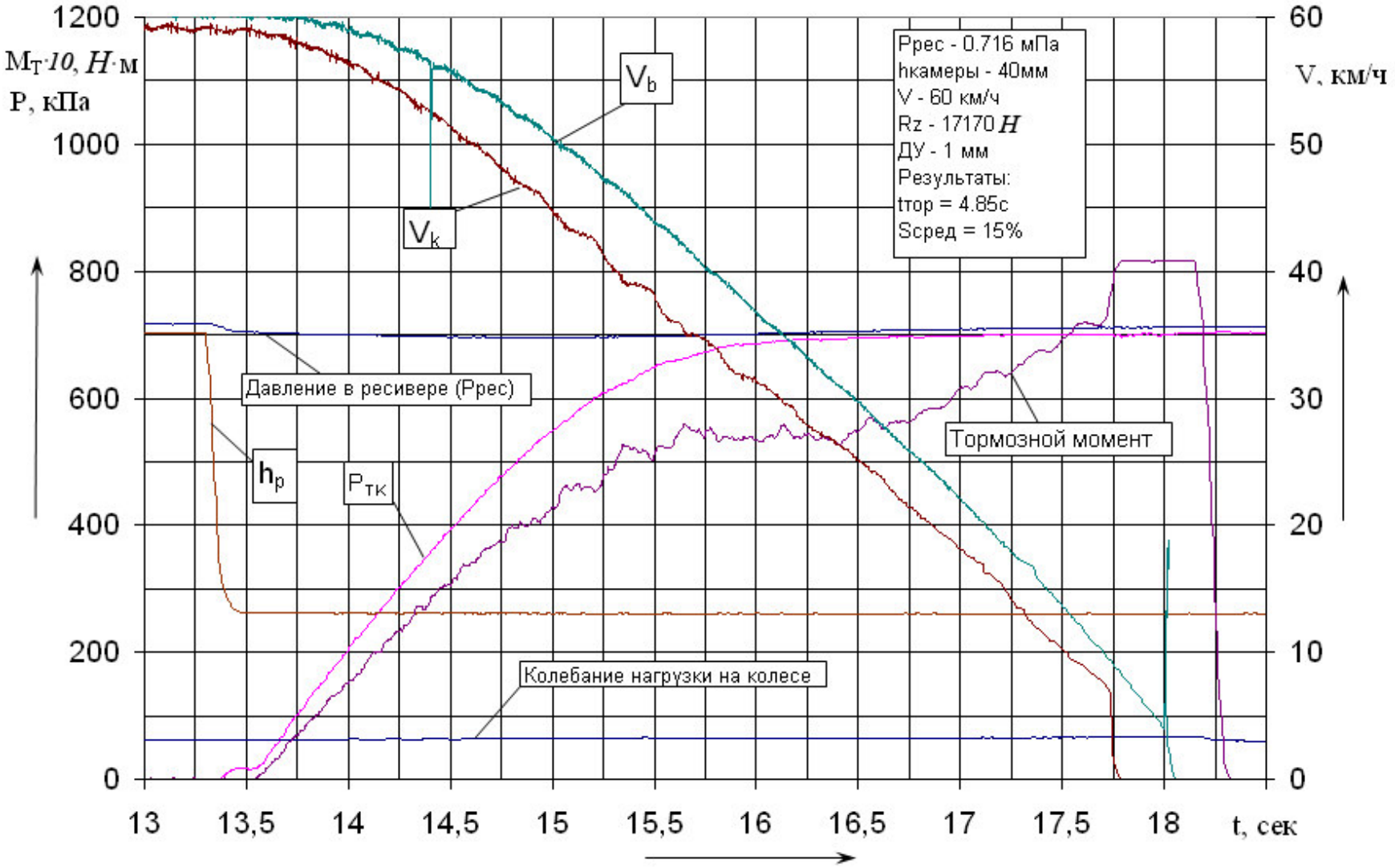


Рис. 4.19. Экспериментальная зависимость качения автомобильного колеса на пределе блокирования при наполнении тормозной камеры через дроссель 1 мм, установленный перед тормозной камерой на расстоянии $0,4$ м

На основании полученных экспериментальных данных надо полагать, что для достижения наибольшей эффективности торможения с системами автоматического регулирования необходимо при высокой начальной скорости торможения уменьшать влияние скорости скольжения тормозного барабана относительно тормозной накладки на подводимый тормозной момент. Это можно достичь путем регулирования количества рабочего тела (воздуха) в зависимости от нагрузки и скорости качения автомобильного колеса, а при небольшой скорости скольжения, на установившейся стадии торможения, необходимо принципиально иное регулирование, основанное на плавном повышении величины тормозного момента. То есть необходимо на установившейся стадии торможения растягивать процесс наполнения тормозной камеры для достижения наивысшей эффективности.

Следует отметить, что такой способ организации управления системой автоматического регулирования тормозного усилия исключит резкое изменение динамического состояния колеса, поэтому при создании алгоритма САР эта особенность регулирования должна учитываться разработчиком системы. При торможении с малым ускорением колеса возможно блокирование последнего при скоростях ниже 20 км/ч, это связано с тем, что сигнал, выдаваемый датчиком частоты вращения колес, теряет свою устойчивость, а в некоторых случаях он вообще может отсутствовать. Долгое отсутствие сигнала свидетельствует о прекращении движения, то есть о полной остановке тормозящегося объекта.

На основании экспериментальных данных приведенных в табл. 4.3, на рис. 4.20 – 4.24 изображены кривые характеризующие изменение соответствующего параметра от каждого фактора, при фиксировании трех из четырех факторов на нулевом уровне, в стендовых условиях торможения колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 по металлическому барабану на пределе блокирования.

При анализе экспериментальных данных, изображенных на рис. 4.20, было установлено следующее: начальная скорость торможения снижает на 21 % величину предельного момента, который реализуется между колодкой и барабаном; при уменьшении нагрузки на колесо величина этого момента снижается на 20 %; увеличение хода штока тормозной камеры снижают величину момента на 10 %; увеличение дросселя, установленного перед тормозной камерой (от 1 до $4,5$ мм) сначала приводит к снижению тормозного момента на 10 %, дальнейшее увеличение дросселя приводит к незначительному его увеличению на 4 %.

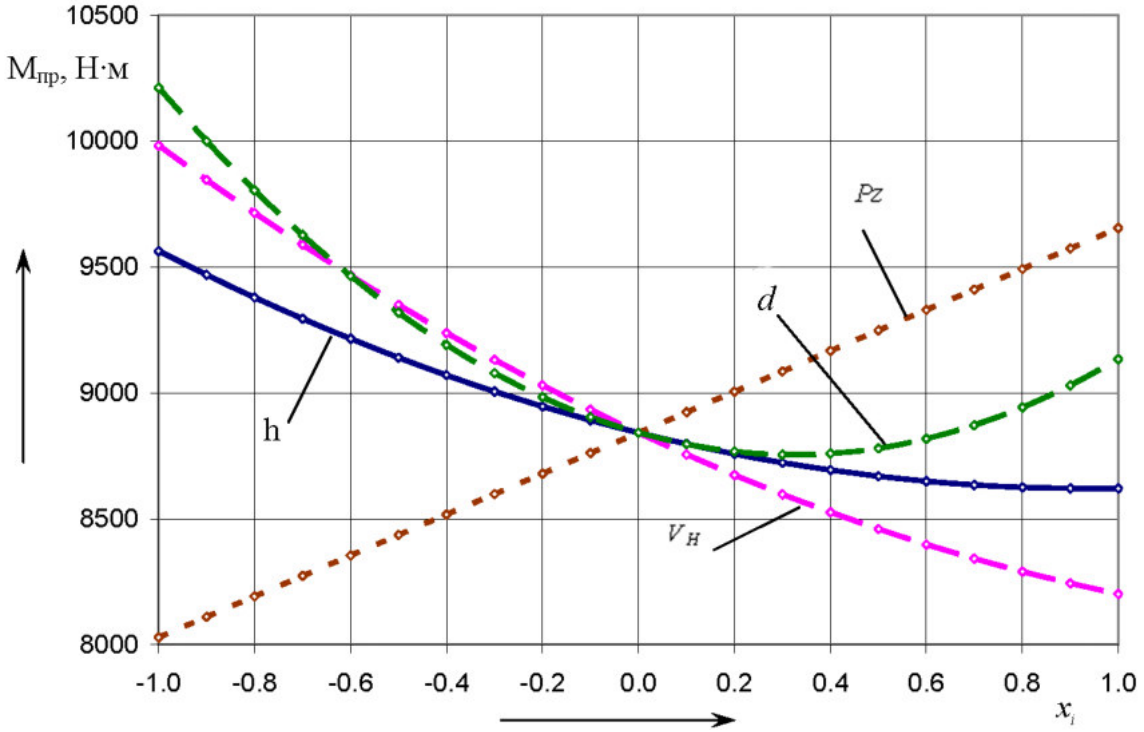


Рис. 4.20. Влияние факторов на предельное значение подведенного тормозного момента при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях

Анализ экспериментальных данных, изображенных на рис. 4.21, позволил установить, что величина предельного давления в тормозной камере тип 20, которое влияет на момент блокирования колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, имеет не линейный характер и в зависимости от сочетания факторов может меняться в широком диапазоне от 530 до 720 кПа.

Анализируя экспериментальные данные, приведенные на рис. 4.21, можно сделать следующие выводы:

– начальная скорость торможения ниже 40 км/ч не оказывает влияния на величину предельного давления;

– увеличение начальной скорости торможения до 60 км/ч приводит к снижению предельного давления в тормозной камере на 10 %;

– уменьшение нагрузки в 3,4 раза приводит к снижению предельного давления на 13 %;

– уменьшение или увеличение хода штока тормозной камеры приводит к увеличению предельного давления в тормозной камере до 8 %;

– увеличение дросселя установленного перед тормозной камерой (от 1 до 8 мм в диаметре) приводит к снижению предельного давления в тормозной камере тип 20 на 21 %.

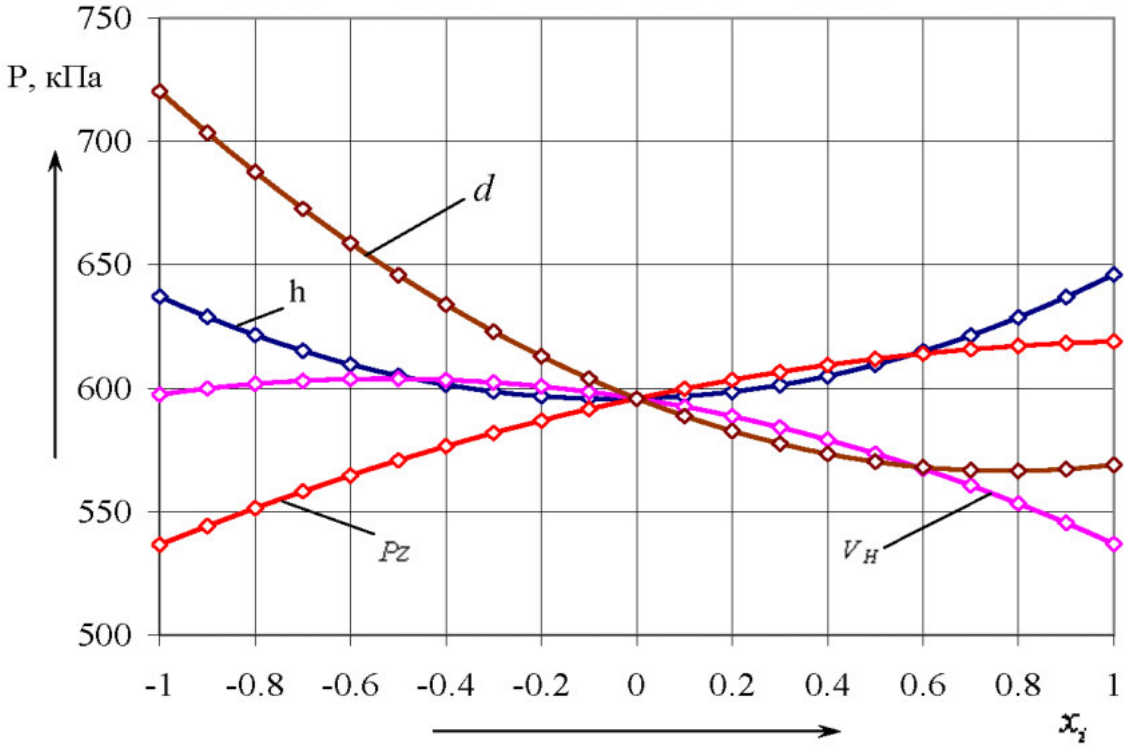


Рис. 4.21. Влияние факторов на величину давления в тормозной камере тип 20 при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях

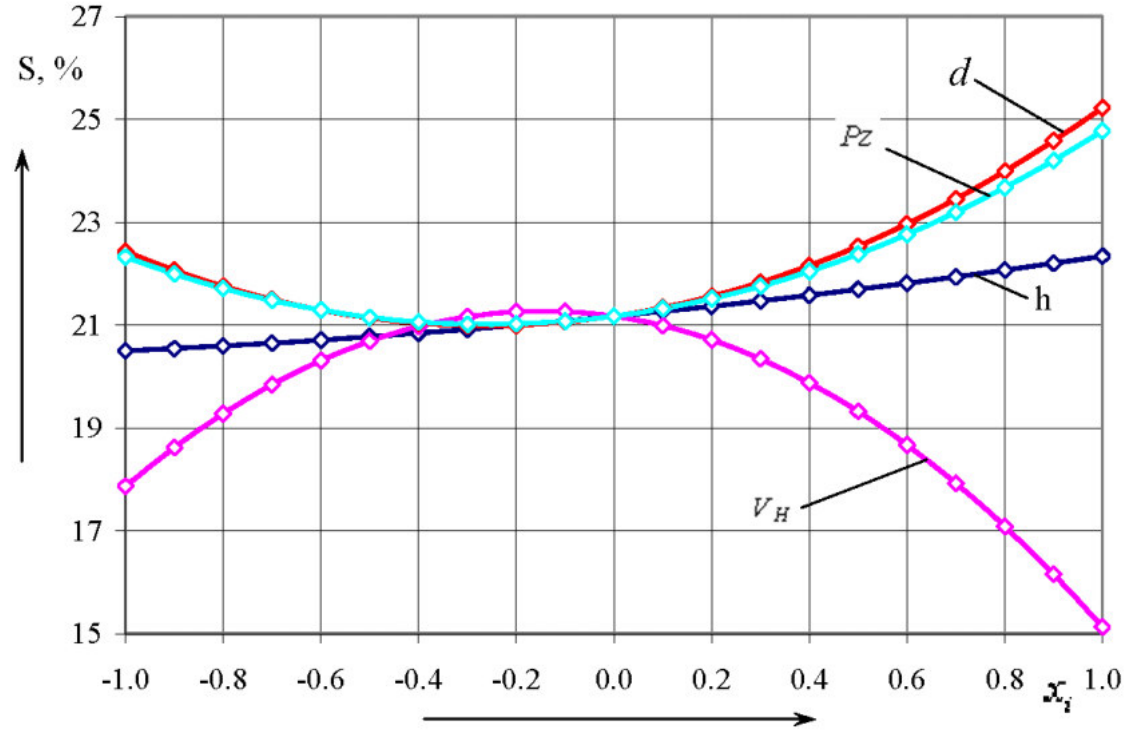


Рис. 4.22. Влияние факторов на величину проскальзывания шины 11.00 – R20 относительно опорной поверхности на пределе блокирования колеса автомобиля ЗиЛ-4335 в стендовых условиях

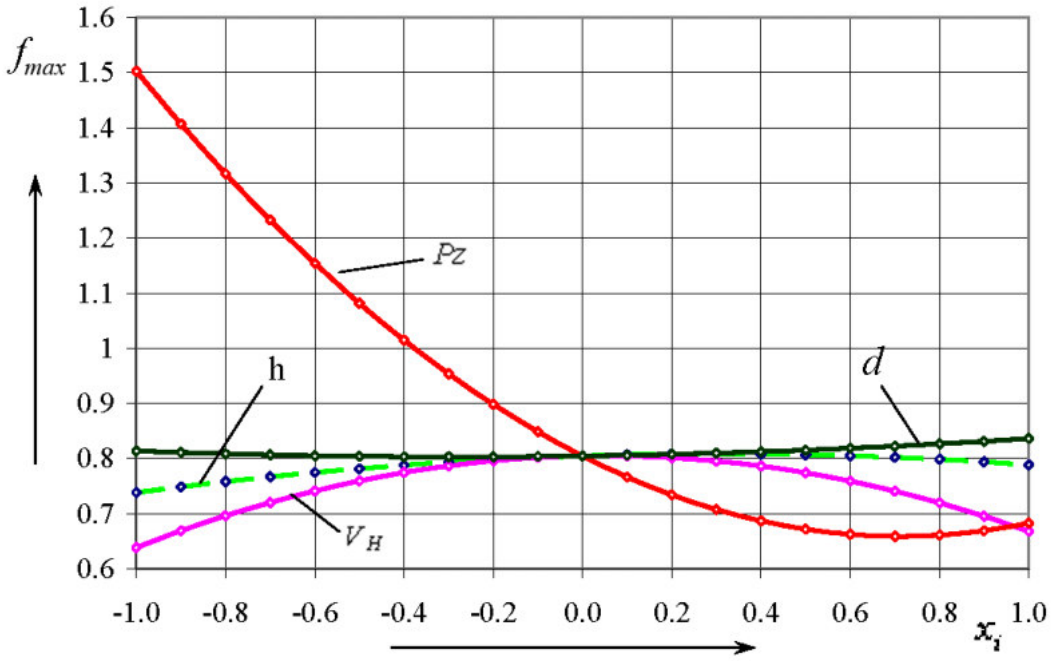


Рис. 4.23. Влияние факторов на величину реализуемого сцепления при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях по металлическому барабану

Анализ влияния факторов на величину проскальзывания шины относительно опорной поверхности (см. рис. 4.22) показал существенную нелинейность от скорости, нагрузки и дросселя, установленного перед тормозной камерой. При начальных скоростях ниже 40 км/ч величина проскальзывания может снизиться до $15,6$ %, а при начальной скорости торможения от 40 до 60 км/ч – на $28,6$ %. Нагрузка и дроссель оказывают практически одинаковое влияние на величину проскальзывания. При снижении нагрузки и уменьшении дросселя проскальзывание может быть снижено на $15,5$ %.

Анализ реализуемого сцепления, определенного по уравнению (1.19) и приведенного на рис. 4.23 для различных сочетаний факторов, показал, что дроссель не оказывает существенного влияния на реализуемое сцепление, а при уменьшении хода штока тормозной камеры реализуемое сцепление снижается на $7,5$ %. Существенное же влияние на реализуемое сцепление оказывает начальная скорость торможения транспортного средства (до 20 %) и нагрузка (до 56 %), приходящаяся на колесо. Причем чем ниже нагрузка, тем сильнее ее влияние на реализуемое сцепление по квадратичной зависимости.

Анализ влияния эксплуатационных факторов на установившееся замедление (рис. 4.24) при затормаживании одной и той же массы стенда

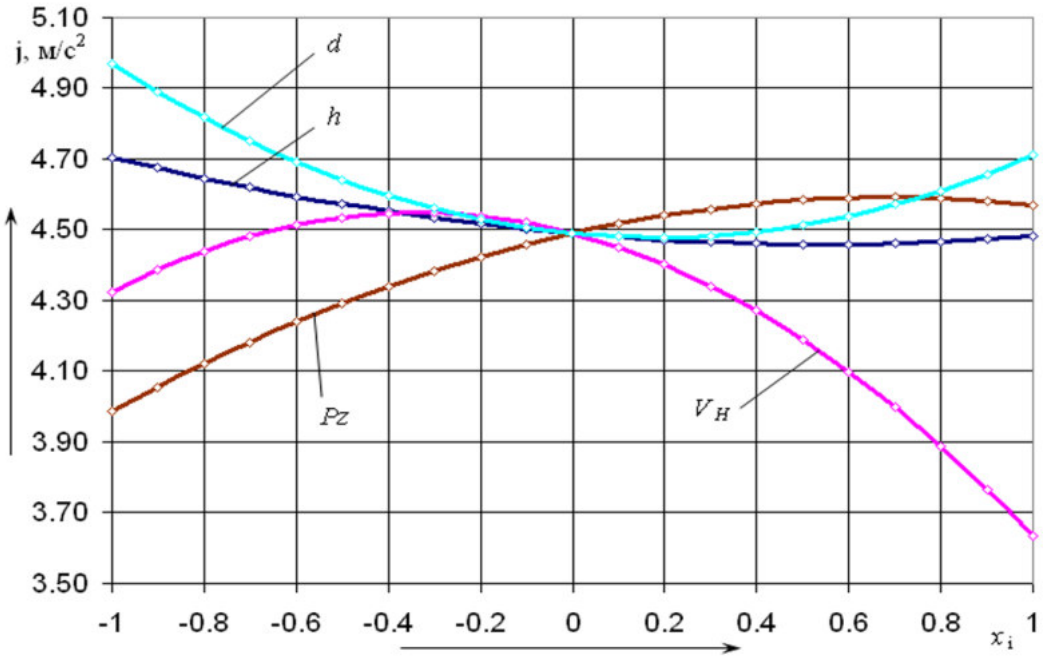


Рис. 4.24. Влияние факторов на установившееся замедление при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях по металлическому барабану

с максимальной эффективностью показал, что величина установившегося замедления снижается на 5 % при увеличении хода штока тормозной камеры на 50 %; с уменьшением силы, нагружаемой колесо на 30 %, установившееся замедление останавливаемой массы снижается на 2 %; с уменьшением силы, нагружаемой колесо на 65 %, замедление этой же массы снижается на 13 %; с увеличением скорости на 50 % установившееся замедление останавливаемой массы снижается на 20 %; с уменьшением дросселя на 40 % установившееся замедление снижается на 4 %, при дальнейшем уменьшении дросселя до 75 % установившееся замедление останавливаемой массы увеличивается на 9 %.

4.2.2 Качение автомобильного колеса в стендовых условиях под влиянием системы автоматического регулирования АБС

Экспериментальные исследования качения автомобильного колеса на грани блокирования показали, что высокое изменение темпа наполнения тормозной камеры не способствует повышению эффективности торможения, а значит, работа модулятора в режиме интенсивного наполнения тормозной камеры не имеет смысла. Напротив, как показали

экспериментальные исследования, снижение темпа наполнения тормозной камеры повышает эффективность торможения, хотя в начальный момент времени, из-за низкой величины тормозного момента, эффективность несколько занижена.

На основе экспериментальных исследований (рис. 4.25 – 4.26) процесса торможения автомобильного колеса под воздействием антиблокировочной системы с блоком управления, разработанным на кафедре автомобилей ХНАДУ, в котором реализован алгоритм с прерыванием фаз регулирования, можно утверждать, что эффективность торможения существенно зависит только от закона изменения тормозного момента в процессе торможения.

Анализ полученных экспериментальных осциллограмм позволил сделать следующие выводы:

– увеличение или уменьшение нагружаемой колесо вертикальной силы существенно не влияет на реализуемый тормозной момент при качении колеса на пределе блокирования под влиянием системы автоматического регулирования тормозного усилия;

– реализуемый тормозной момент зависит от останавливаемой массы и коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью;

– тормозной момент на колесе имеет нелинейную зависимость от давления в тормозной камере, хотя на некоторых участках экспериментальных зависимостей наблюдается точное копирование моментом характера изменения давления в тормозной камере тип 20;

– реализуемое сцепление колеса величина непостоянная и изменяется не только от скорости торможения, но и от величины вертикальной силы, нагружаемой колесо. При уменьшении вертикальной силы, нагружаемой колесо, реализуемое сцепление возрастает.

Анализ экспериментальных зависимостей, приведенных на рис. 4.25 и рис. 4.26, показал, что изменение приходящейся на колесо вертикальной нагрузки P_z, например, в результате ее перераспределения при торможении ведет к увеличению или уменьшению углового замедления в момент блокирования и не оказывает в целом влияния на процесс торможения.

При уменьшении вертикальной нагрузки система автоматического регулирования срабатывает с меньшей частотой и расходует меньшее количество рабочего тела (воздуха).

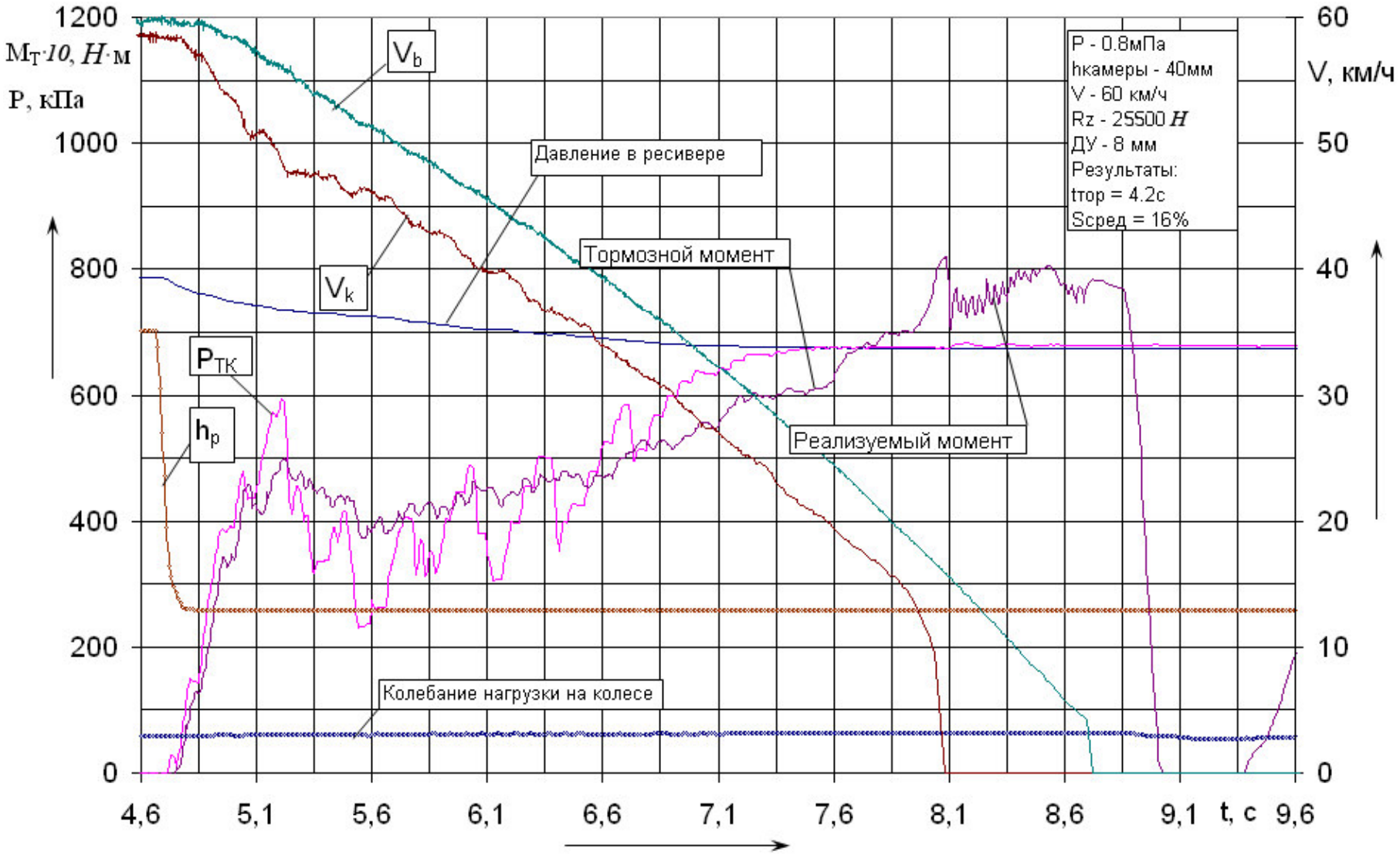


Рис. 4.25. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и модулятором «KNORR-BREMSE», при действии на колесо вертикальной нагружаемой силы $25500H$

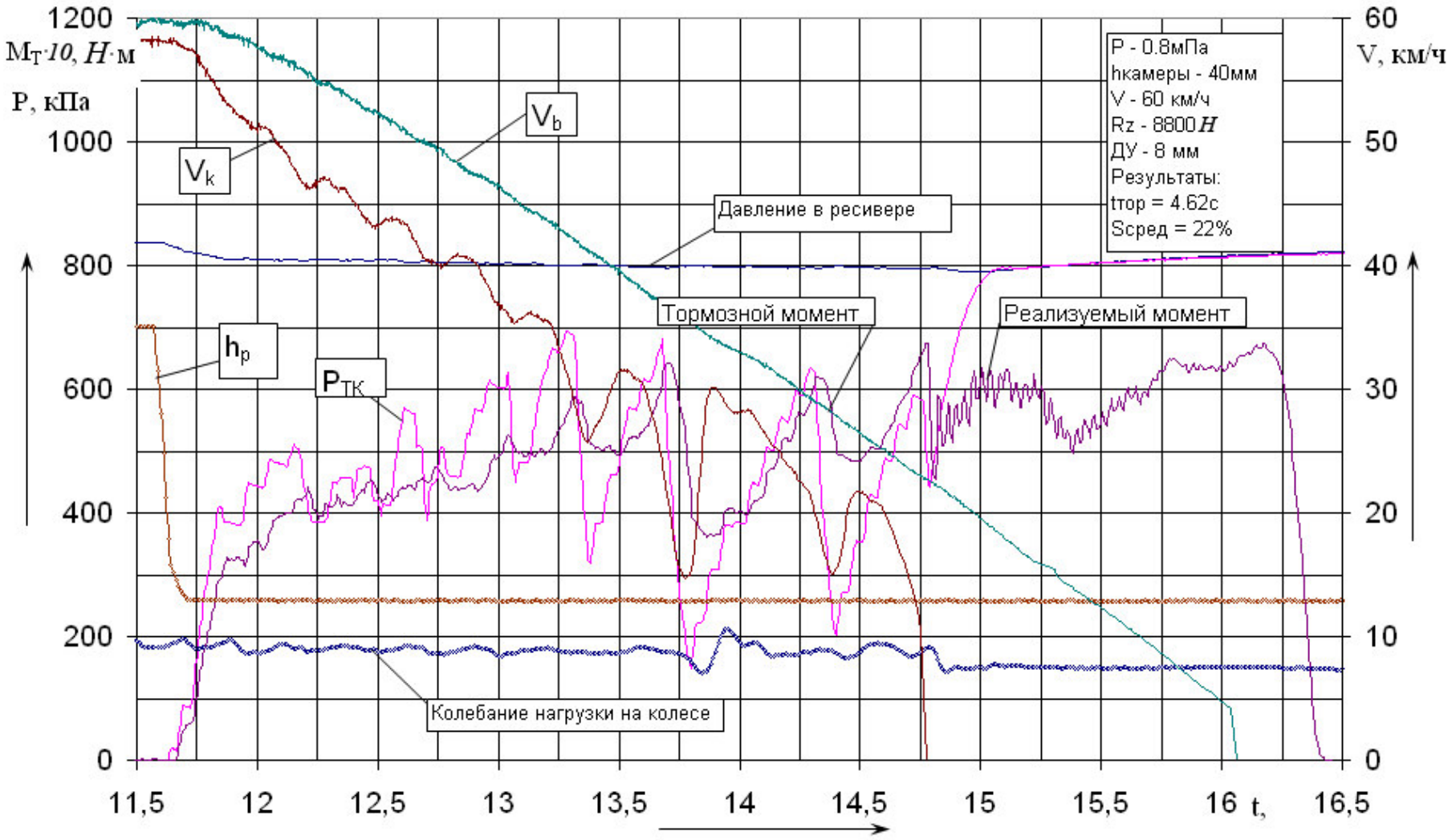


Рис. 4.26. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и модулятором «KNORR-BREMSE», при действии на колесо вертикальной нагружаемой силы $8800 H$

Это обстоятельство объясняется тем, что для того, чтобы остановить одну и ту же массу при сниженной нагрузке на колесо, порог срабатывания САР во времени наступает позже, чем то же пороговое значение при большей нагрузке на колесо, так как реализуемое сцепление шины из-за снижения нагрузки возрастает (рис. 4.27). Следует отметить, что реализуемое сцепление увеличивается пропорционально снижению нагрузки, при этом тормозная сила практически не изменяется.



Рис. 4.27. Экспериментальные зависимости реализуемого сцепления шины 11,00-R20 в зависимости от времени, при качении колеса на пределе блокирования под действием АБС

На основе полученных экспериментальных данных впервые предлагается зависимость (4.4), которая позволяет учесть изменение f_{max} от линейной скорости торможения и динамической нагрузки, приходящейся на колесо:

$$f_{max} = f_{max}^{N_{min}} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{z_{max}^{V_{20}}}{f_{max}^{N_{min}}} \left(1 - 0,045 \cdot V_x \cdot \left(1 - \frac{z_{max}^{V_{80}}}{z_{max}^{V_{20}}}\right)\right)\right) \frac{N_{din}}{N_{cm}}\right), \quad (4.4)$$

где $f_{max}^{N_{min}}$ – максимальное реализуемое сцепление при минимальной нагрузке на колесо;

$z_{max}^{V_{20}}$ и $z_{max}^{V_{80}}$ – максимальные коэффициенты торможения, полученные соответственно при начальных скоростях 20 и 80 км/ч;

N_{din} – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на затормаживаемое колесо, Н;

N_{cm} – вертикальная нагрузка, приходящаяся на колесо в статическом состоянии транспортного средства, при полной загрузке, Н.

Учет изменения реализуемого сцепления позволит моделировать динамику торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования на более высоком уровне, что даст возможность адекватно описать процесс торможения транспортного средства оборудованного САР.

Анализ зависимостей, характеризующих торможение с системой автоматического регулирования в режиме АБС, показал, что САР тормозного усилия, обладающая низким быстродействием, в начальный момент времени торможения будет доводить колесо до более глубокого блокирования (рис. 4.28) и тем самым повысит эффективность торможения за счет интенсивного взаимодействия колеса с опорной поверхностью. Для того, чтобы не наступил блок колеса, при работе такой системы необходимо снижать порог регулирования в блоке управления, что приводит к некачественному процессу регулирования при низких скоростях движения транспортного средства.

Напротив, системы автоматического регулирования, обладающие высоким быстродействием, при высоких начальных скоростях торможения слишком быстро растормаживают колеса транспортного средства, тем самым не позволяют с высокой эффективностью взаимодействовать шине с опорной поверхностью (рис. 4.25 – 4.29).

В таких системах необходимо повышать порог регулирования в начальный момент времени торможения, что, в свою очередь, приводит к раннему блоку колес при начальных скоростях торможения меньше 40 км/ч, это связано с тем, что порог срабатывания АБС просто не достигается. Как показали экспериментальные исследования САР (рис. 4.25, рис. 4.27 – 4.30), с рационально подобранными порогами, элементная база не оказывает влияния на эффективность торможения, а алгоритм, заложенный в блоке управления, существенно влияет на качение колес в тормозном режиме.

Так, отмечено, что при высоком и низком быстродействии САР тормозного усилия попытки повысить эффективность, за счет повышения порога срабатывания системы, приводят к нарушению устойчивости работы их алгоритмов.

Для удобства анализа влияния различных систем автоматического регулирования на динамику затормаживания колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00–R20 результаты экспериментальных стендовых исследований сведены в табл. 4.5.

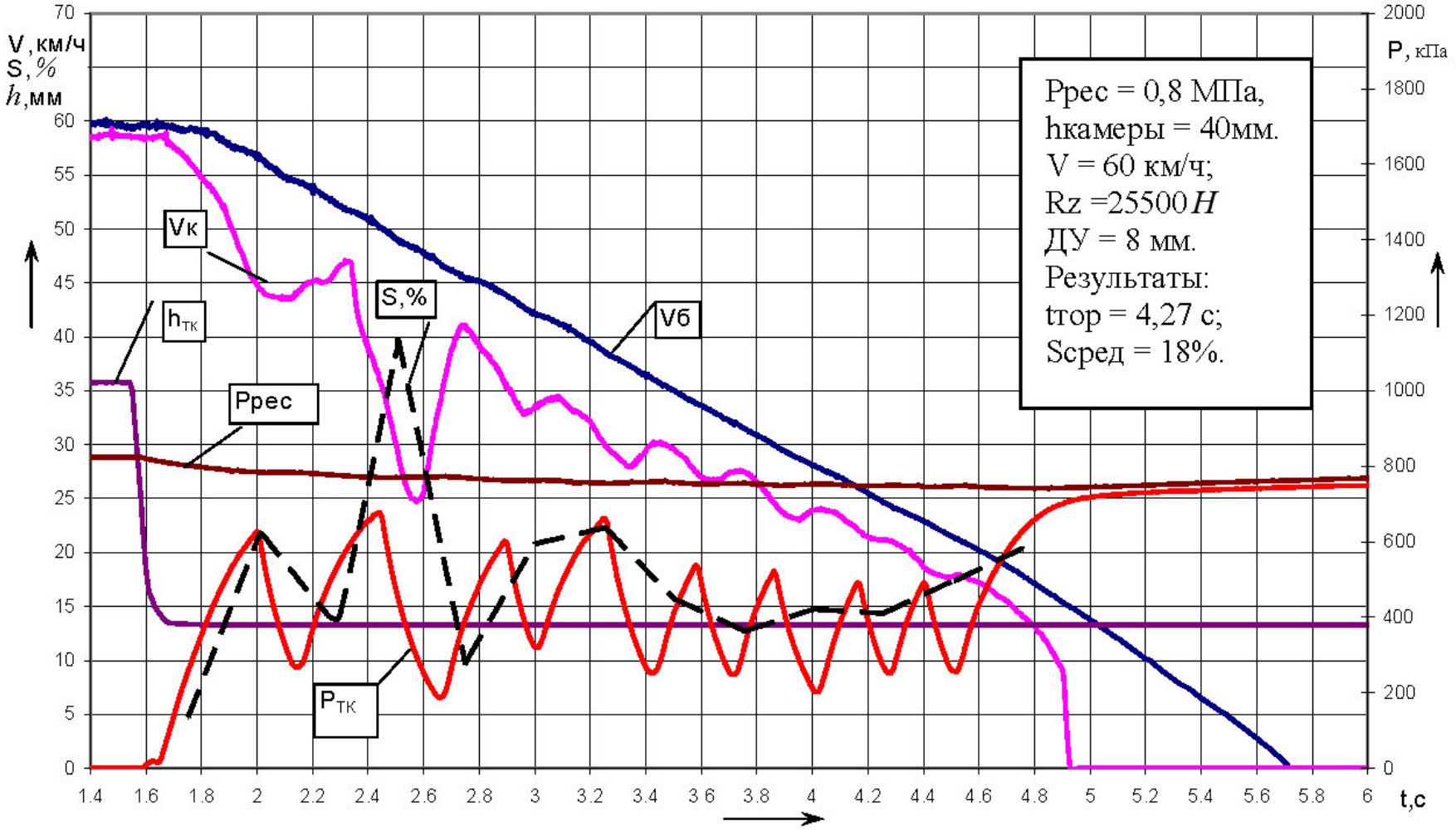


Рис. 4.28. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и золотниковым модулятором с шаговым электродвигателем

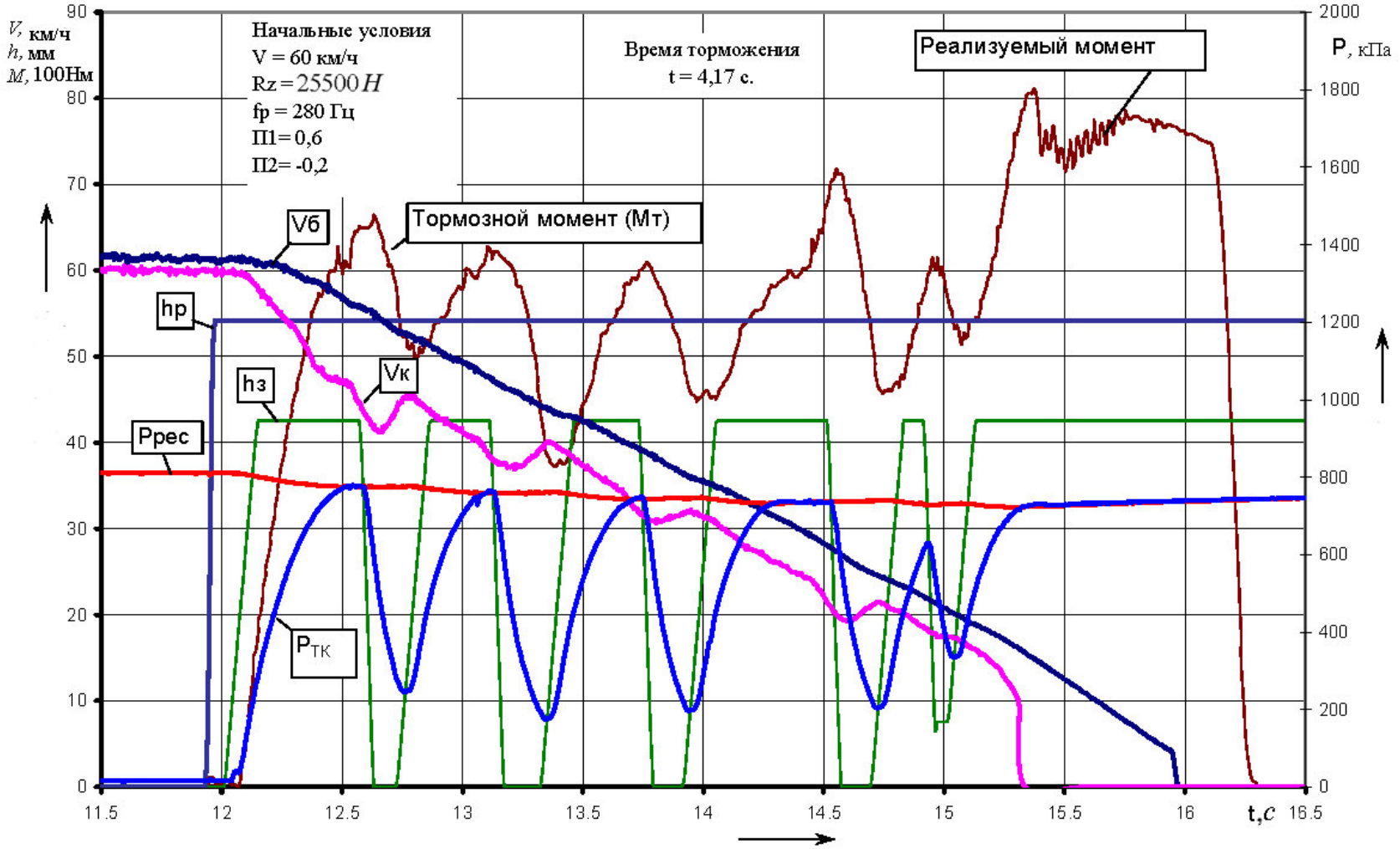


Рис. 4.29. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и пропорциональным электронно-пневматическим модулятором с шаговым электродвигателем

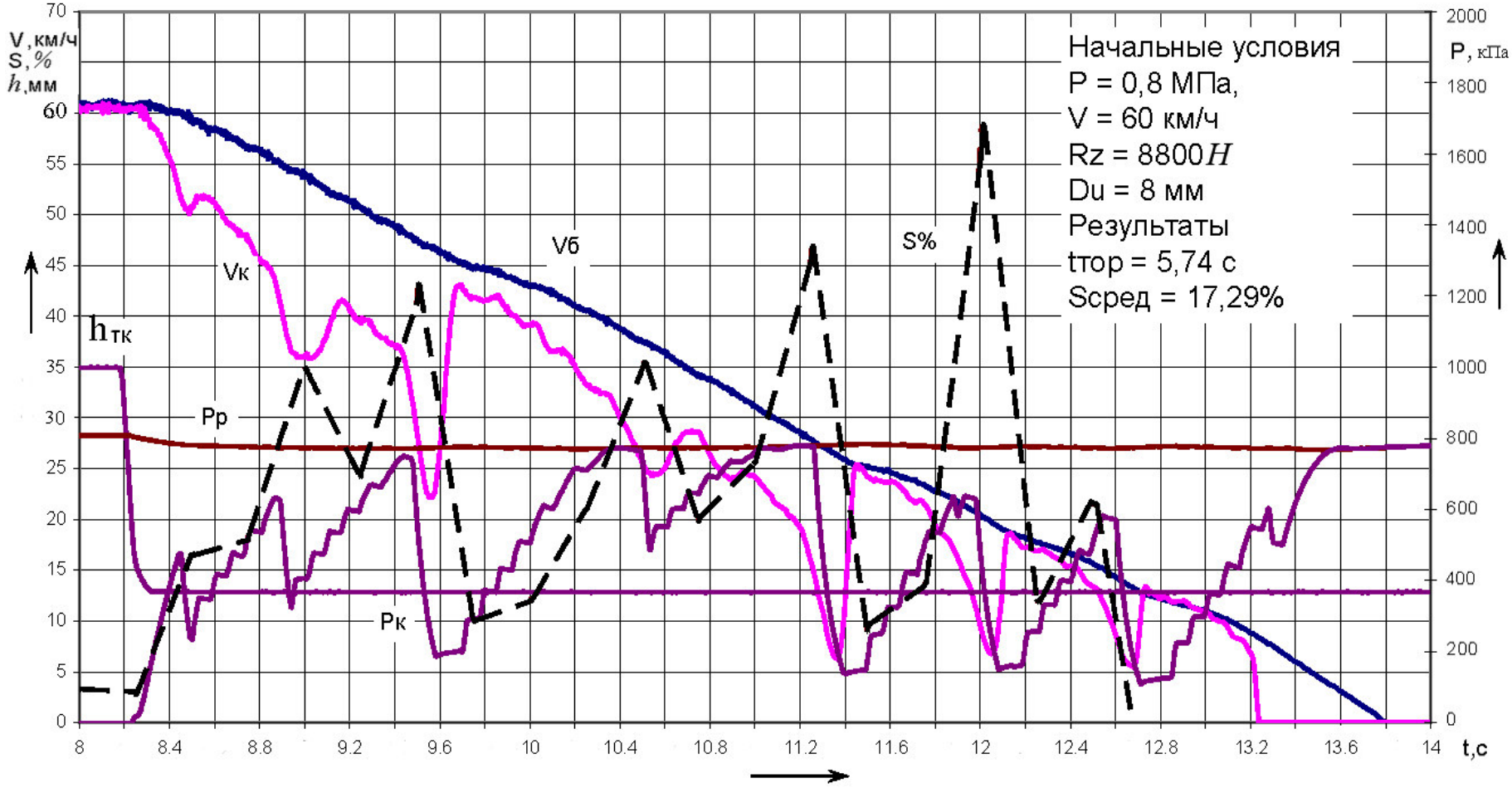


Рис. 4.30. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления «КЗТА» (Россия) и модулятором «KNORR-BREMSE», при действии на колесо вертикальной нагружаемой силы $8800H$

В качестве сравнительных параметров работы систем использовались замедление инерционных масс стенда (j_M), количество срабатываний модулятора на наполнение тормозной камеры (n_{ABS}), коэффициент использования силы сцепления (ε), средняя величина проскальзывания за процесс торможения (S_{CP}) и общее время торможения (T_{TOP}) инерционных масс стенда.

Таблица 4.5

Результаты экспериментальных стендовых исследований АБС

Оценочный параметр		АБС «КЗТА» (Россия)	АБС «ХНАДУ» с прерыванием фаз регулирования	АБС «ХНАДУ» с модулятором на шаговом электродвигателе	ЭПТС «ХНАДУ» на шаговом электродвигателе с функцией АБС в режиме прерывания фаз регулирования
j_M	Нагружающая колесо сила 8800 Н	3 м/с^2	3,8 м/с^2	3,2 м/с^2	3,5 м/с^2
n_{ABS}		7 раз	9 раз	10 раз	9 раз
ε		0,75	0,93	0,8	0,87
S_{SR}		17,3 %	19,5 %	17,8 %	19,2%
T_{tor}		5,74 с	4,62 с	5 с	4,7 с
j_M	Нагружающая колесо сила 25500 Н	3,92 м/с^2	4,2 м/с^2	3,9 м/с^2	4 м/с^2
n_{ABS}		5 раз	8 раз	8 раз	5 раз
ε		0,925	0,99	0,92	0,95
S_{SR}		17,8 %	14 %	18 %	16 %
T_{tor}		4,25	4,05 с	4,27 с	4,17 с

Из табл. 4.5 следует, что проскальзывание имеет нелинейную зависимость от нагрузки при проведении эксперимента в стендовых условиях. Так при небольшой нагрузке на колесо наблюдается увеличение величины проскальзывания при увеличении коэффициента использования силы сцепления (ε), а при большой – происходят обратные процессы, с увеличением коэффициента использования силы сцепления проскальзывание снижается.

Анализ количества срабатываний модуляторов на наполнение тормозной камеры показал, что они не влияют на эффективность торможения, так при одинаковом количестве срабатываний эффективность торможения может существенно отличаться (например, для АБС «ХНАДУ» с прерыванием фаз регулирования и АБС «ХНАДУ» с модулятором на шаговом электродвигателе эффективность торможения отличается

на 7 %). С повышением эффективности торможения время торможения снижается, но оно не может быть ниже времени торможения определенного, при качении колеса на пределе блокирования в любых сцепных, нагрузочных и скоростных режимах движения ТС.

4.3 Экспериментальные дорожные испытания автобуса МАЗ-256200 в тормозном режиме

Для подтверждения теоретических рассуждений и полученных в стендовых условиях, результатов, было проведено четыре этапа дорожных экспериментальных исследований:

Этап №1. Исследование динамики торможения транспортного средства на пределе блокирования задних колес при свободном качении передних.

Этап №2. Исследование динамики торможения транспортного средства на пределе блокирования передних колес при свободном качении задних.

Этап №3. Исследование динамики торможения транспортного средства на пределе блокирования передних и задних колес.

Этап №4. Исследование динамики торможения транспортного средства с системой автоматического регулирования АБС.

При проведении первого этапа экспериментальных исследований давление в заднем тормозном приводе увеличивалось с интервалом 0,02 МПа, с целью определения предельных возможностей задних тормозных механизмов при качении колес без блокирования в дорожных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег») для загруженного и снаряженного состояния автобуса МАЗ-256200. Передний контур пневматического тормозного привода при проведении исследований был отключен.

Второй этап экспериментальных исследований предусматривал отключение заднего контура пневматического тормозного привода и определение предельных возможностей передних тормозных механизмов путем увеличения давления в контуре передних тормозов с интервалом 0,02 МПа до момента, при котором бы колеса катились без блокирования в дорожных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег») для загруженного и порожнего состояния испытываемого автобуса МАЗ-256200.

Третий этап заключался в определении предельных возможностей транспортного средства по сцеплению при качении его колес без блокирования в сцепных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег»). Давление в переднем и заднем контурах подбиралось с интервалом $0,02$ МПа до момента, при котором бы колеса передней и задней осей не блокировались бы соответственно для груженого и порожнего автобуса МАЗ-256200.

Четвертый этап экспериментальных исследований заключался в определении реализуемого сцепления транспортного средства при работающей системе автоматического регулирования в режиме АБС для груженого и порожнего состояния автобуса МАЗ-256200 в дорожных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег»).

При проведении дорожных экспериментальных исследований получены зависимости характеризующие динамику торможения автобуса МАЗ-256200 в условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег») на ровной дороге с уклоном не более 3^0 в сторону обочины. В качестве типичных зависимостей на рис. 4.31 и рис. 4.32 приведены испытания порожнего и груженого автобуса на пределе блокирования его колес в условиях «сухое асфальтовое покрытие», а на рис. 4.33 и рис. 4.34 приведены зависимости характеризующие торможение автобуса при работе АБС в тех же условиях проведения эксперимента, что и на пределе блокирования колес. Результаты обработки дорожных экспериментальных исследований и результаты моделирования, проведенные в третьем разделе данной монографии, приведены в табл. 4.6.

Анализ зависимостей торможения порожнего и груженого автобуса, как без системы автоматического регулирования, так и с ней, показал, что реализуемое сцепление (f_{max}) снижается с увеличением массы транспортного средства в одних и тех же сцепных условиях движения, что подтверждает стендовые исследования и теоретические рассуждения, проведенные во втором разделе данной монографии в отношении коэффициента торможения (z) и реализуемых сцеплений (f_{xi}^j) колес транспортного средства.

На представленных рис. 4.31 – 4.34 отличие в замедлениях, полученных по пятому колесу и трехкоординатному датчику ускорения модели *MMA7260QT* можно пояснить тем, что датчик ускорения устанавливался не в центре масс автобуса, а над его передней осью, на высоте $1,6$ м.

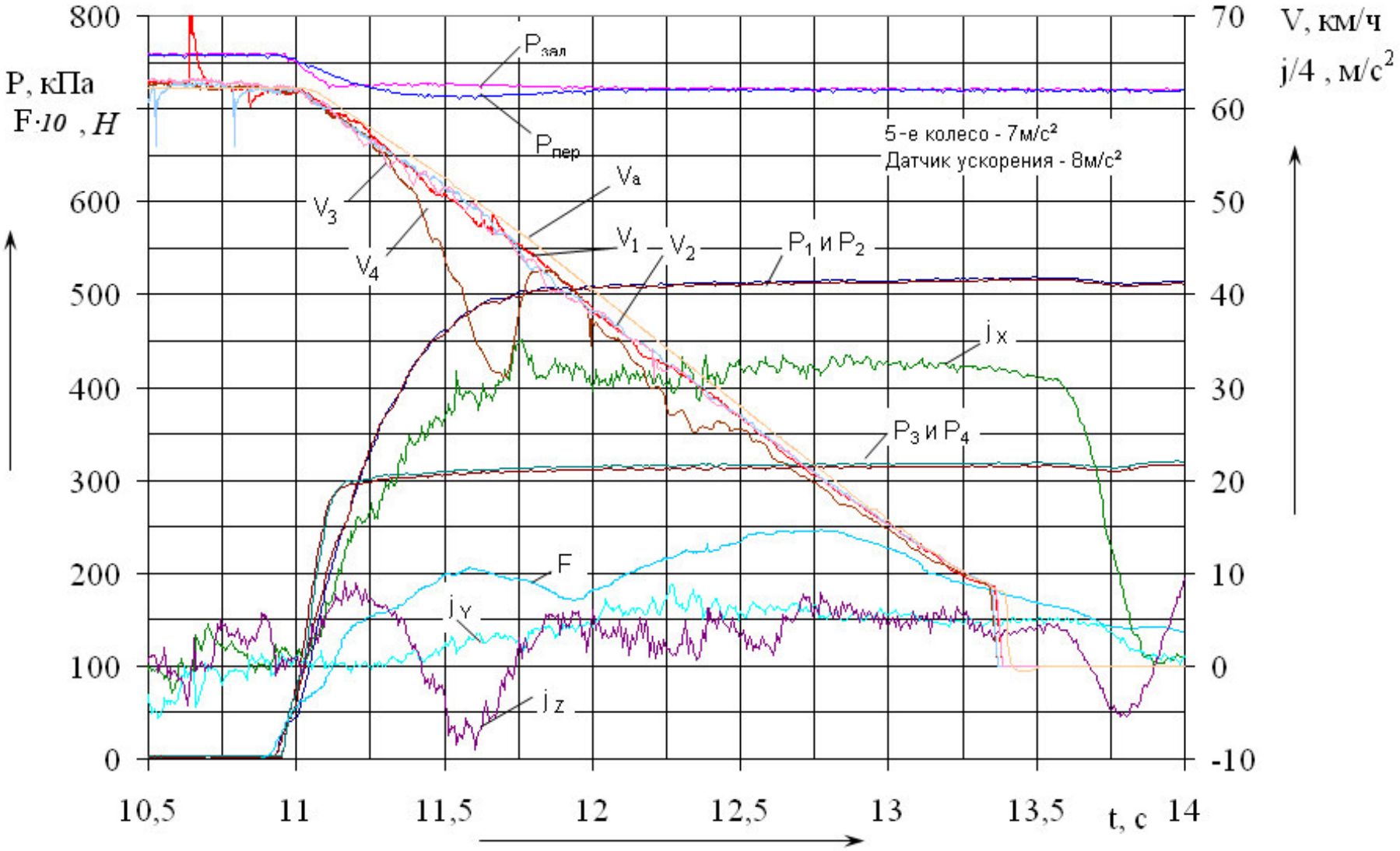


Рис. 4.31. Зависимости, характеризующие торможение порожнего автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес, на сухом асфальтовом покрытии

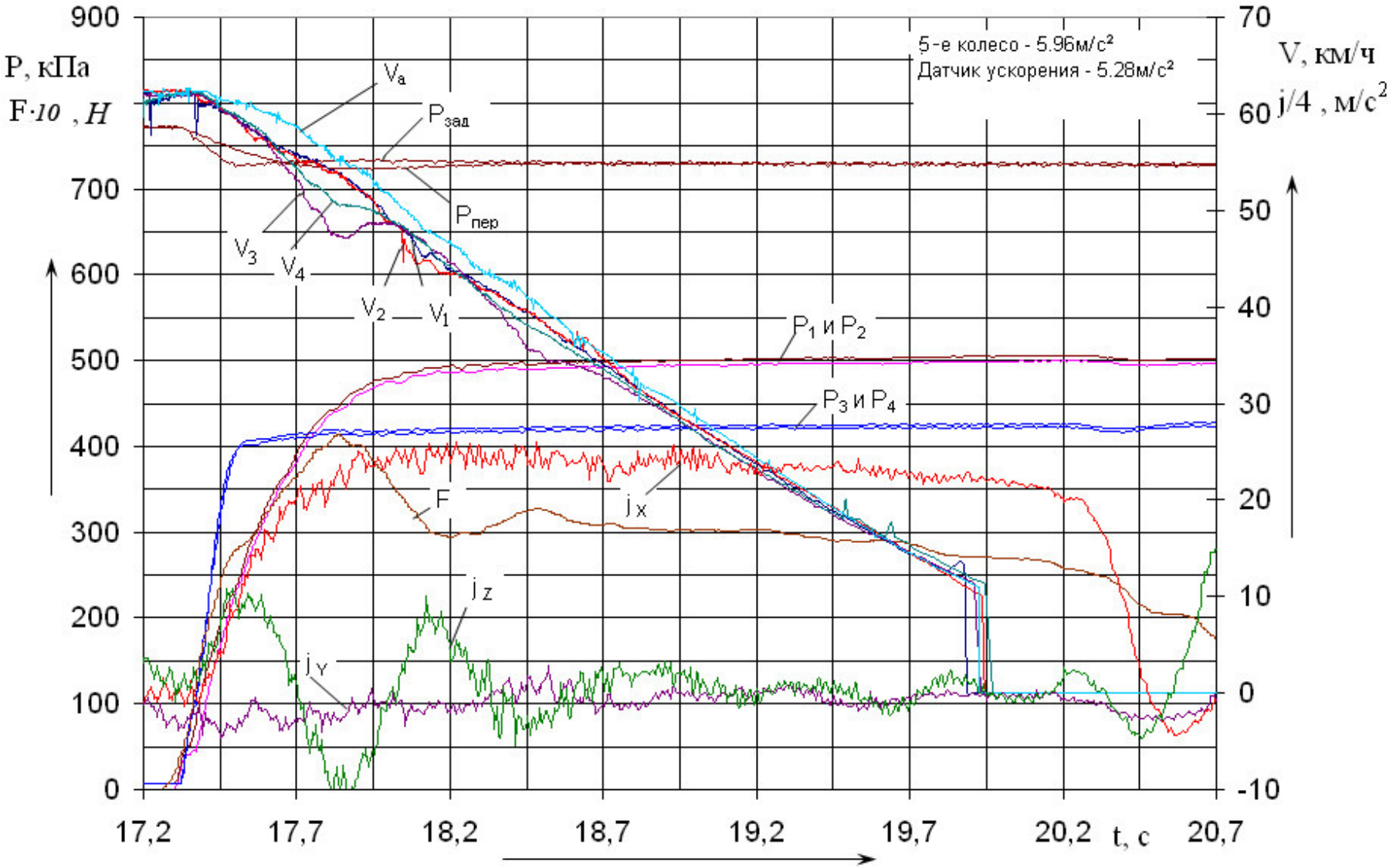


Рис. 4.32. Зависимости, характеризующие торможение груженого автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес, на сухом асфальтовом покрытии

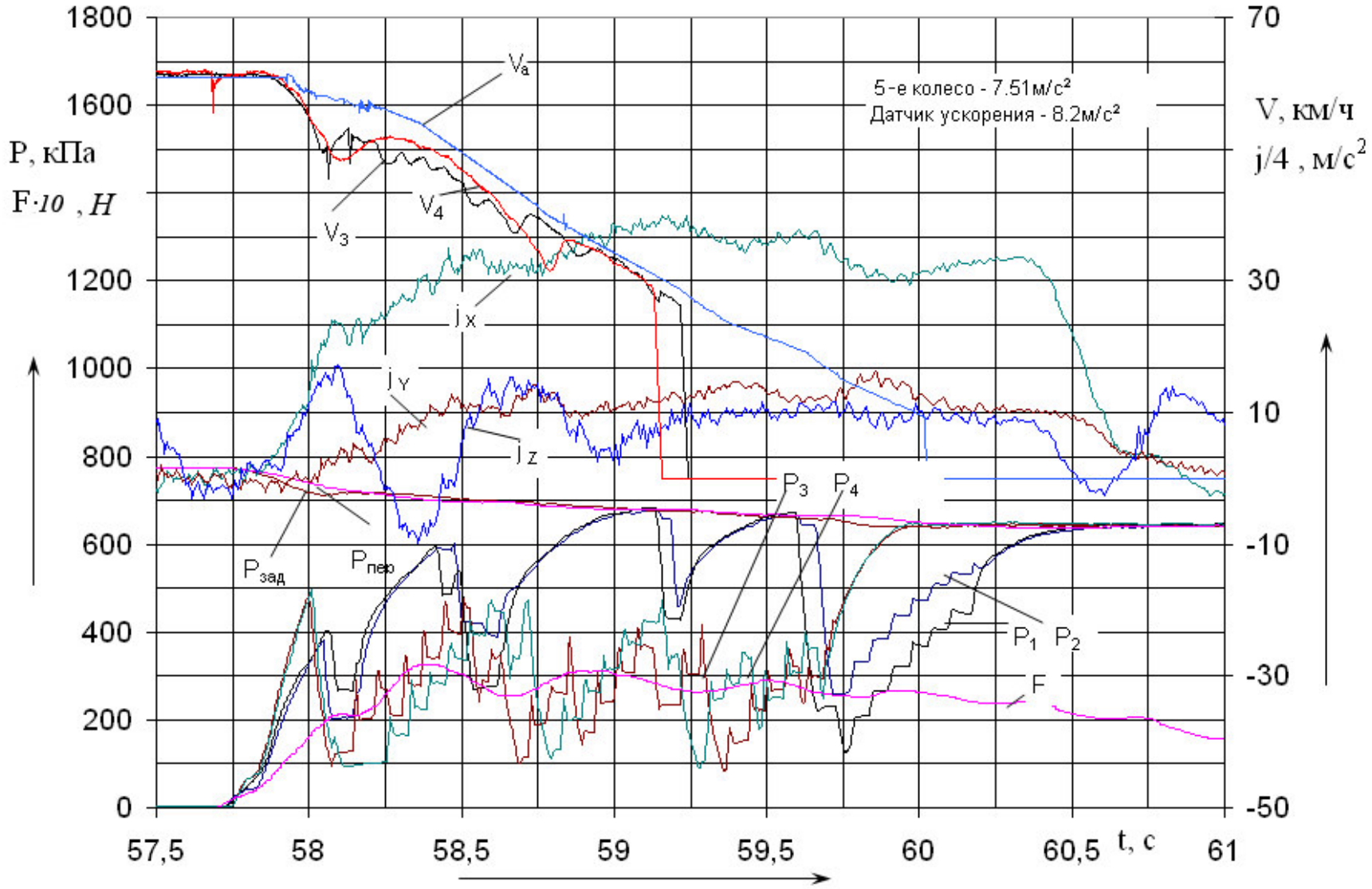


Рис. 4.33. Зависимости, характеризующие торможение порожнего автобуса МАЗ-256200 с АБС производства НПП «РУП» (Белоруссия), на сухом асфальтовом покрытии

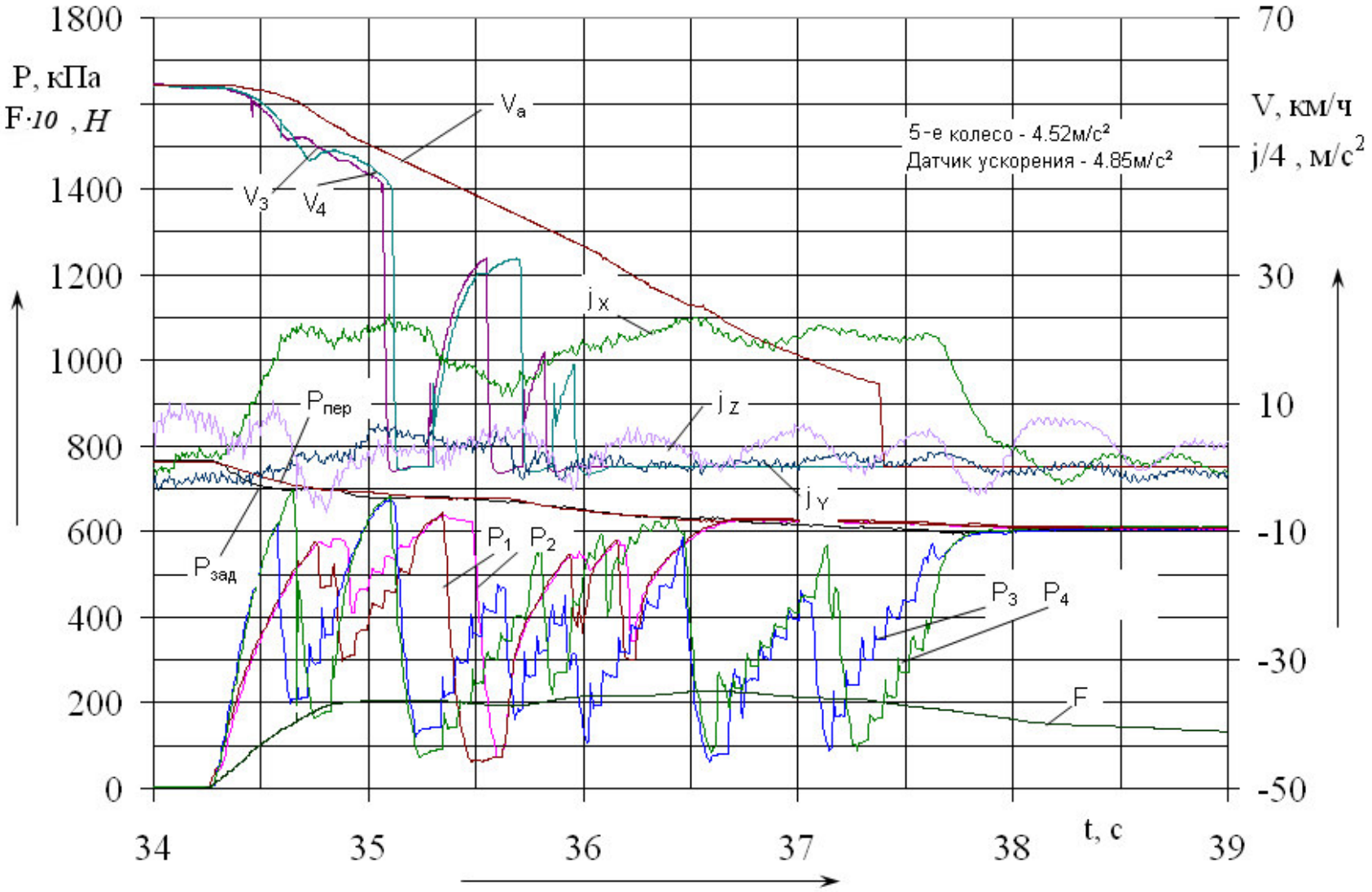


Рис. 4.34. Зависимости, характеризующие торможение груженого автобуса МАЗ-256200 с АБС производства НПП «РУП» (Белоруссия), на сухом асфальтовом покрытии

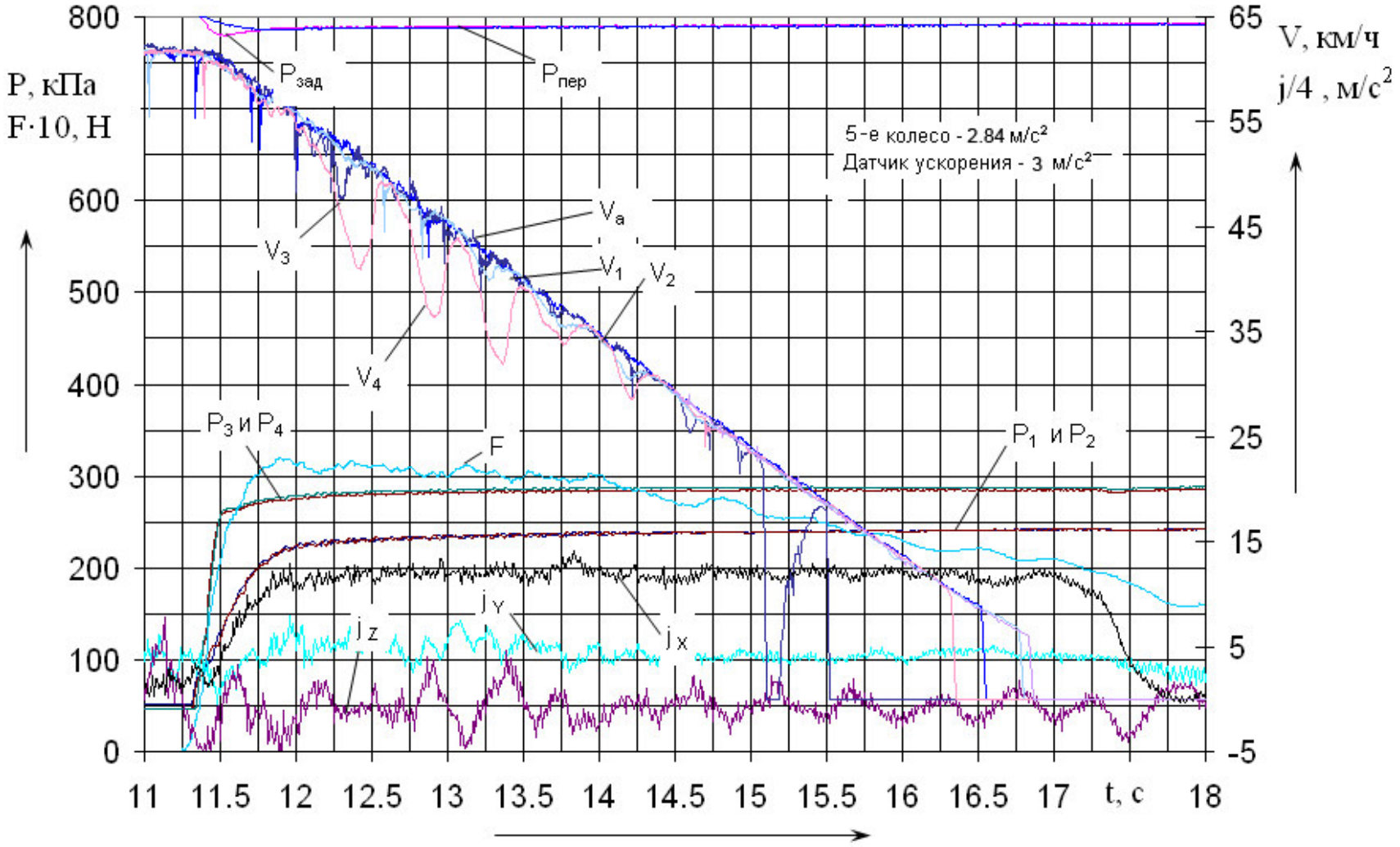


Рис. 4.35. Зависимости, характеризующие торможение груженого автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес по укатанному снегу

Таблица 4.6

Результаты обработки дорожного эксперимента и моделирования в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие» и «укатанный снег»

Загрузка автобуса	Снаряженный			Груженый		
Затормаживаемые оси	Передняя ось	Задняя ось	Передняя и задняя оси	Передняя ось	Задняя ось	Передняя и задняя оси
1	2	3	4	5	6	7
Условия сцепления / Начальная скорость торможения	сухое асфальтовое покрытие / 60 км/ч					
Время торможения в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с	1,23	1,63	0,8	1,83	1,93	0,91
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч, с	–	–	1,11	–	–	1,86
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с	–	–	0,8	–	–	1,14
Коэффициент торможения без АБС	0,460	0,347	0,708	0,309	0,293	0,622
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч	–	–	0,765	–	–	0,456
Давление в контуре переднем/заднем, кПа	576/ –	– / 444	511 / 312	532/ –	– / 495	500 / 420
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с отключенной АБС, с	4,21	5,14	2,67	5,58	6,1	2,98
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с включеной АБС, с	–	–	2,76	–	–	3,36
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч	–	–	0,708	–	–	0,496

Продолжение табл. 4.6

1		2	3	4	5	6	7
Реализуемое сцепление без АБС		0,826	0,722	–	0,674	0,518	–
Реализуемое сцепление с АБС		–	–	0,785	–	–	0,592
Коэффициент использования силы сцепления ε		0,56	0,48	0,97	0,46	0,57	0,77
Среднее эксперимент. замедление без АБС, м/с^2	5-е колесо	4,57	3,28	7	2,85	2,88	5,96
	Датчик ускорения	4,1	3,15	8	3,1	2,93	5,28
Среднее эксперимент. замедление с АБС, м/с^2	5-е колесо	–	–	7,3	–	–	4,52
	Датчик ускорения	–	–	8,2	–	–	4,85
Тормозной путь замеряный (без АБС/с АБС), м		37 / –	43 / –	26 / 25	45 / –	48 / –	30 / 33
Тормозной путь расчитаный (без АБС/с АБС), м		33,5 / 36	40 /40,5	23 / 22	44 / 38	44,3 / 39	26 / 32
Среднее замедление без АБС рассчитанное,м/с^2		4,7	3,65	7	3,46	3,26	5,85
Среднее замедление с АБС рассчитанное,м/с^2		4	3,6	7,2	3,8	3,7	5,29
Условия сцепления / Начальная скорость торможения		укатанный снег / 60 км/ч					
Время торможения в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с		4,1	3,57	1,98	3,92	3,3	1,8
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч, с		–	–	3,85	–	–	3,59
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с		–	–	2,39	–	–	2,29
Коэффициент торможения без АБС		0,138	0,159	0,286	0,144	0,172	0,314
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч		–	–	0,221	–	–	0,236

Окончание табл. 4.6

1		2	3	4	5	6	7
Давление в контуре переднем/заднем, кПа		190 / –	– / 240	180 / 224	245 / –	– / 323	237 / 284
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с отключенной АБС, с		13,56	11,46	7,07	12,41	9,83	6,04
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с включеной АБС, с		–	–	8,12	–	–	7,15
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч		–	–	0,237	–	–	0,247
Реализуемое сцепление без АБС		0,267	0,302	–	0,330	0,287	–
Реализуемое сцепление с АБС		–	–	0.285	–	–	0.305
Коэффициент использования силы сцепления ε		0,52	0,53	0,785	0,44	0,60	0,77
Среднее эксперимент. замедление без АБС, м/с^2	5-е колесо	1,27	1,51	2,49	1,39	1,7	2,84
	Датчик ускорения	1,4	1,7	2,6	1,31	1,4	3
Среднее эксперимент. замедление с АБС, м/с^2	5-е колесо	–	–	2,18	–	–	2,53
	Датчик ускорения	–	–	2,5	–	–	2,5
Тормозной путь замеряный (без АБС/с АБС), м		98 / –	86 / –	49 / 50	108 / –	78 / –	51 / 53
Тормозной путь рассчитаный (без АБС/с АБС), м		108 / 103	73 / 80	47,5 / 48	101 / 108	68 / 71	48 / 49
Среднее замедление без АБС рассчитанное,м/с^2		1,32	1,9	3,1	1,42	1,88	3
Среднее замедление с АБС рассчитанное,м/с^2		1,37	1,67	3,04	1,18	1,77	2,94

На рис. 4.35 изображена типичная осциллограмма торможения автобуса МАЗ-256200 в условиях сцепления «укатанный снег» при работе АБС.

Как показывают экспериментальные исследования торможения автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес, в снаряженном состоянии проскальзывание не превышает в среднем 5 %, большая интенсивность торможения приводит к блокированию колес.

В груженом же состоянии проскальзывание достигает 10 %, что свидетельствует о связи между величиной проскальзывания и нагрузкой, приходящейся на колесо. Данное обстоятельство также не противоречит стендовым исследованиям при проведении полнофакторного эксперимента.

Анализ экспериментальных исследований показал, что у груженого транспортного средства реализуемое сцепление (f_{max}) снижается, по сравнению с порожним транспортным средством в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие», на 11 %, в результате чего снижается замедление на 14 % при увеличении веса транспортного средства на 20 %. Такое же явление наблюдалось в стендовых условиях при проведении полнофакторного эксперимента, с уменьшением нагрузки реализуемое сцепление увеличивается.

Испытания в условиях «укатанный снег» показали, что с увеличением массы транспортного средства реализуемое сцепление наоборот увеличивается на 14 %, по сравнению с порожним транспортным средством. Использование силы сцепления при работе АБС в порожнем состоянии транспортного средства увеличивается всего на 2 % по сравнению с теоретически возможным пределом, это объясняется тем, что в условиях торможения «укатанный снег» система автоматического регулирования срабатывает большее количество раз при растормаживании и затормаживании колес транспортного средства.

5 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПОВ ДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Использование воздуха в контурах управления тормозных систем современных транспортных средств приводит к запаздыванию срабатывания элементов привода, наличию гистерезисных потерь, а также к снижению точности управляющего воздействия. Кроме этого, использование воздуха приводит к увеличению количества клапанов управления, трубок и фитингов, что в свою очередь повышает вероятность ее выхода из строя [66]. Для устранения этих недостатков требуется изменение управляющего сигнала на более простой и надежный. Одно из направлений по повышению быстродействия пневматического тормозного привода (ПТП) – это замена пневматического управляющего сигнала на электрический сигнал. Такой тормозной привод получил название – электропневматический тормозной привод (ЭПТП).

Обоснованию целесообразности применения ЭПТП посвящены работы А.К. Фрумкина, Л.В. Гуревича, А.И. Попова 1985 г.; А.И. Попова 1988 г.; В.В. Нужного, Rex R., Н.Г. Михалевича [38, 64, 125–128]. Их исследования показали, что применение ЭПТП на транспортном средстве позволяет решить ряд вопросов:

– значительно повышается быстродействие привода;

– легко решаются вопросы эргономики;

– простота монтирования на транспортном средстве.

Известно, что антиблокировочная система (АБС) на современном этапе развития тормозных систем стала полноправной частью рабочей тормозной системы. И актуальность применения данной системы подтверждена многочисленными исследованиями: В.А. Демьянюка, Б.Б. Генбома, И.С. Оржевского, С.Я. Ходырева, А.А. Северина, С.И. Ломаки, Н.Н. Алёксы, Е.М. Гецовича, E. Kroemer, H. Geupel, L. Segel, R. Mortimer, G.A. Fazekas [44, 90, 91, 129–136].

Еще в начале 80-х годов XX века исследователи пришли к выводу, что объединение двух систем ЭПТП и АБС в одну на основе общего исполнительного элемента (модулятора) позволит создать тормозную систему, способную удовлетворить высокие требования, которые предъявляются к тормозным системам современных транспортных средств.

Работы по созданию такой тормозной системы проводились специалистами заводов ЗиЛ, МАЗ, КамАЗ, а также фирмами Bosch, BENDIX, KNORR-BREMSE, WABCO-Westengause [64].

Впервые серийная ЭПТС была представлена в 1996 г., которая к 2001 уже обеспечивала выполнение более 8 функций, как в тормозном, так и тяговом режиме (см. рис. 1.2). В тяговом режиме ЭПТС выполняет две функции:

АРС – функция системы адаптивного регулирования скорости;

ПБС – функция противобуксовочной системы.

Главной особенностью ЭПТС является объединение различных функций представленных на рис. 1.2, которые будут использовать общие датчики и исполнительные механизмы, управляемые единым электронным блоком управления [66].

Исходя из вышесказанного можно, сформулировать следующее определение: электронно-пневматическая тормозная система – это совокупность элементов рабочей тормозной системы управление рабочими процессами которой возложены на электронику, кроме нажатия на педаль тормоза.

5.1 Анализ электронно-пневматических тормозных систем автотранспортных средств

Основу ЭПТС составляет ПТП с электронным управлением, особенностью которого является выполнение трех функций:

– обеспечение высокого быстродействия со следящим действием;

– регулирование тормозных сил;

– выполнение функции АБС.

Функциональная схема подобного тормозного привода представлена на рис. 5.1 [64].

Такая структура привода тормозной системы позволяла упростить в целом тормозную систему, а как следствие – повысить надежность, удобство компоновки, снизить себестоимость и обеспечить высокое быстродействие, по сравнению с пневматическим тормозным приводом. Однако реализовать такой вид тормозной системы с характеристиками на уровне традиционной тормозной системы не получилось.

Ввиду использования программной схемы управления [137], т.е. отсутствие обратной связи по давлению и по динамическому состоянию

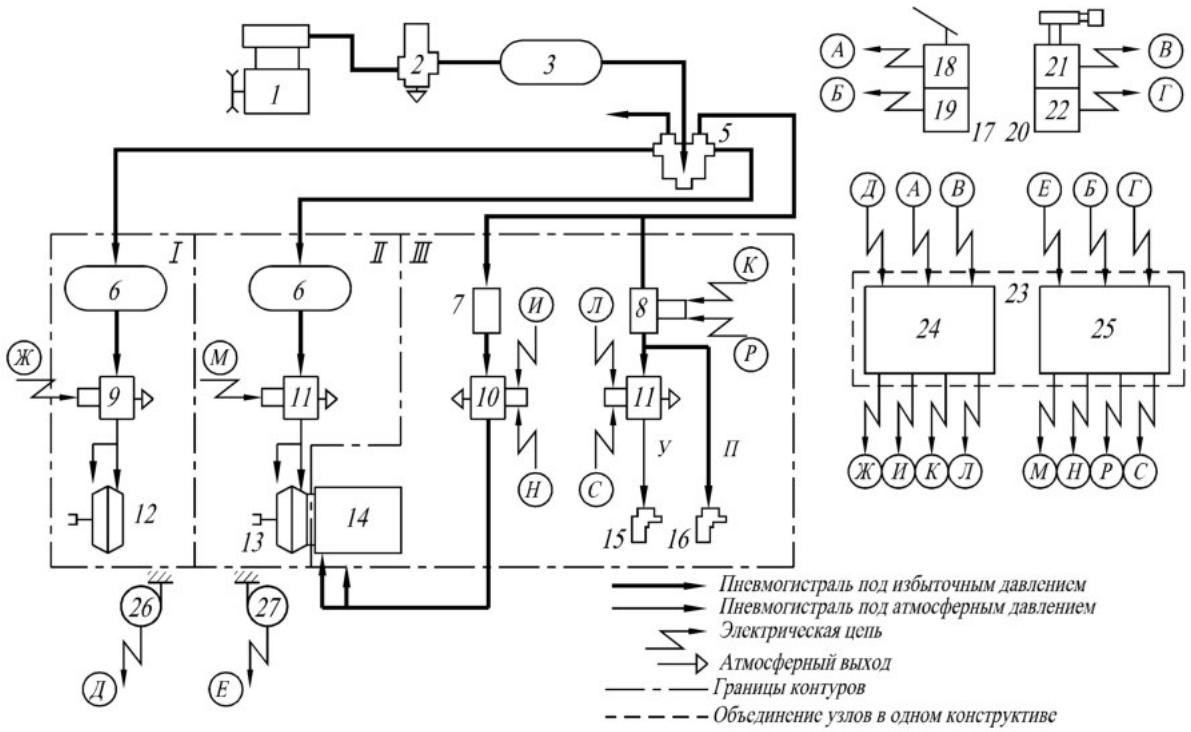


Рис. 5.1. Функциональная схема электропневматического тормозного привода KNORR-BREMSE для тягача (расторможенное состояние):
1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – конденсационный ресивер; 5 – четверной защитный клапан; 6 – ресивер; 7 – обратный клапан; 8 – двухпозиционный защитный клапан; 9, 11 – нормально закрытые трехпозиционные модуляторы; 10 – нормально открытый трехпозиционный модулятор; 12 – передние тормозные камеры; 13 – задние тормозные камеры; 14 – пружинные энергоаккумуляторы; 15, 16 – соединительные головки; 17 – задатчик тормозной педали; 18 – передняя секция задатчика педали; 19 – задняя секция задатчика педали; 20 – задатчик рукоятки ЗТС (СТС); 21 – первая секция задатчика рукоятки; 22 – вторая секция задатчика рукоятки; 23 – блок управления; 24 – первый узел блока; 25 – второй узел блока; 26 – датчик вертикальной нагрузки переднего моста; 27 – датчик вертикальной нагрузки заднего моста

колеса, величина давления в тормозных камерах определяется только входной информацией, полученной блоком управления от датчика положения педали. Такая организация процесса управления не могла обеспечить требуемого качества управления, т.к. любое отклонение характеристик электрических и пневматических цепей от расчетных значений отрицательно сказывается на точности и качестве управления. Поэтому выполнить нормативные требования на практике такая система не могла.

Существенного прогресса в развитии электронно-пневматической тормозной системы АТС достигли зарубежные производители тормозной аппаратуры фирмы KNORR-BREMSE и WABCO-Westengause в середине 90-х годов XXст.

На рис. 5.2 представлена принципиальная схема тормозного привода ЭПТС, разработанная фирмой WABCO-Westengause [138–140].

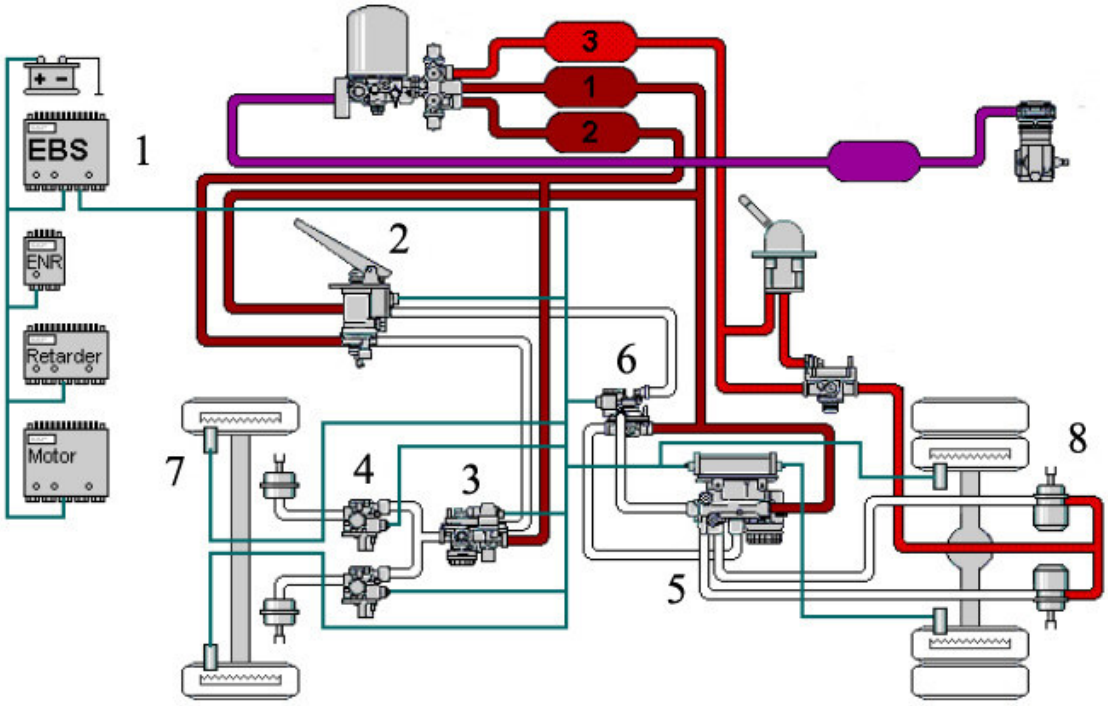


Рис. 5.2. Структурная схема электронно-пневматической тормозной системы фирмы WABCO-Westengause:1 — регулятор — электронный блок управления; 2 — тормозной кран; 3 — пропорциональный ускорительный клапан; 4 – модулятор АБС; 5 — осевой модулятор ЭПТС; 6 — защитный клапан; 7 — датчик скорости; 8 — энергоаккумулятор

ЭПТС фирмы WABCO состоит из одной двухконтурной чисто пневматической и наложенной на нее одноконтурной ЭПТС. Одноконтурный ЭПТП состоит из центрального электронного блока управления 1, осевого модулятора 5 для задней оси, двух датчиков перемещения, встроенных в тормозной кран 2, а также содержит пропорциональный ускорительный клапан 3.

Функция антиблокировочной системы для передней оси полностью возложена на индивидуальные модуляторы АБС 4, для задней оси обеспечивается осевым модулятором 5. В случае выхода из строя электронного блока управления 1 происходит потеря работоспособности всего рабочего электронно-пневматического тормозного привода. На этот

случай производителям пришлось оставить двухконтурную пневматическую систему, которая по своей структуре соответствует обычной рабочей пневматической тормозной системе.

Функционирование запасной (аварийной) тормозной системы для передней оси обеспечивается пропорциональным ускорительным клапаном 3, для задней оси – защитным клапаном 6. Наличие запасной (аварийной) тормозной системы на данный момент является обязательным и регламентировано Правилами №13 ЕЭК ООН [3, 16].

Систему такого же класса, как и ЭПТС фирмы WABCO, создала фирма KNORR-BREMSE (рис. 5.3) [141].

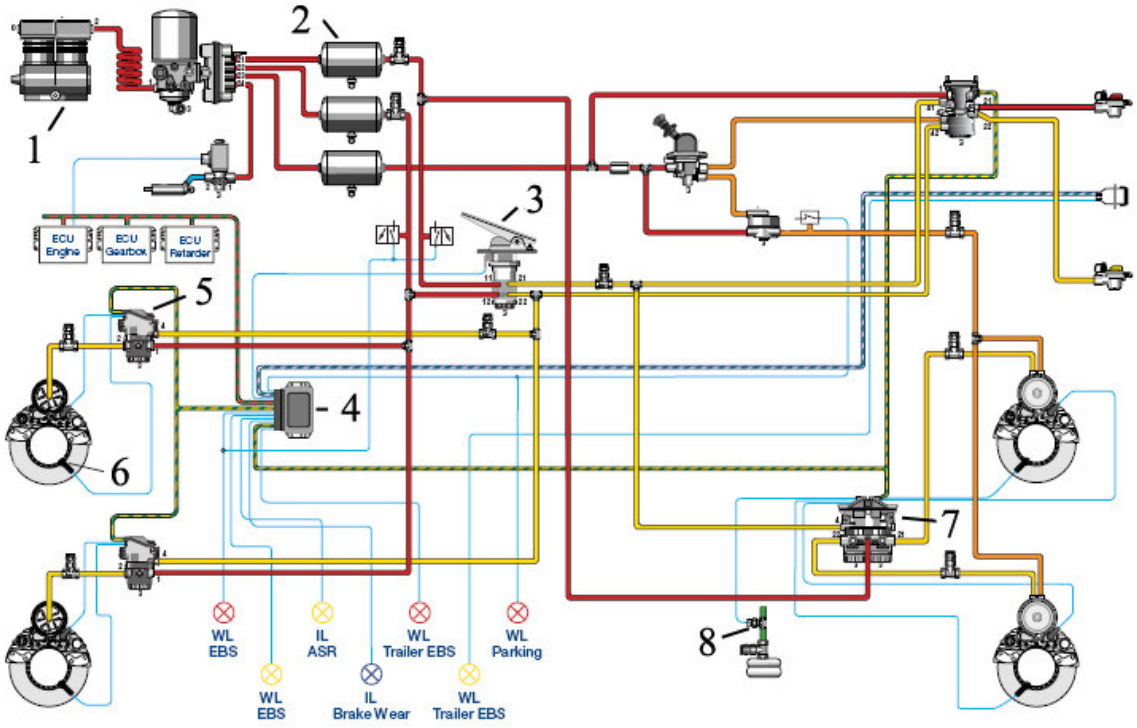


Рис. 5.3. Структурная схема электронно-пневматической тормозной системы фирмы KNORR-BREMSE:1 – компрессор; 2 – ресивер; 3 – тормозной кран; 4 – блок управления; 5 – одноканальный модулятор ЭПТС; 6 – датчик скорости; 7 – двухканальный модулятор; 8 – датчик загрузки задней оси

Основным отличием ЭПТС фирмы KNORR-BREMSE является индивидуальное регулирование давления в тормозных камерах, что позволяет обеспечить выполнение максимально возможное число функций.

Применение программно-адаптивной схемы управления тормозной системой [137] путем внедрения системы контроля элементов привода, динамического состояния колеса (различные виды датчиков обратной связи), а также диагностики всех основных элементов тормозной систе-

мы позволило обеспечить все нормативные требования [3, 16], предъявляемые к тормозным системам.

К общим недостаткам вышеописанных ЭПТС можно отнести:

– сложность всей тормозной системы, так как сохранен обычный рабочий пневматический тормозной привод в качестве запасного (аварийного);

– нет возможности обеспечения высоких показателей эргономики, ввиду того, что водитель вынужден воздействовать на тормозной кран, в котором находится датчик положения педали, и который будет выполнять свои функции только при выходе из строя электроники;

– применение такой схемы на короткобазном транспортном средстве не рационально, так как существенного преимущества по быстродействию у ЭПТС перед традиционным пневматическим тормозным приводом нет, поэтому ЭПТС, на данный момент, нашла применение только на автопоездах.

Направлением развития своей ЭПТС фирма WABCO выбрала упрощение конструкции всей тормозной системы, за счет объединения электронного блока управления, пропорционального ускорительного клапана 3 и тормозного крана 2 в один аппарат. В результате был создан аппарат, названный центральным блоком торможения CBU [138], приведенный на рис. 5.4.

Блок CBU регулирует тормозное давление в тормозных камерах передней и задней осях, анализирует сигналы датчиков колес. При нажатии на педаль тормоза формируются соответствующие электрический сигнал и резервный пневматический сигнал. Антиблокировочную функцию ЭПТС выполняют модуляторы АБС, подобно схеме рис. 5.2, или сам блок CBU. При возникновении неисправности контур передней оси отсекается, а резервный пневматический сигнал поступает в тормозные камеры задней оси [138, 140]. Такое решение позволяет снизить усилие на педали тормоза, но общая структурная сложность тормозной системы сохраняется.

На рис. 5.5 представлена принципиальная схема ЭПТС, в которой используется центральный блок торможения CBU.

В представленной схеме существенному изменению подверглась запасная тормозная система, ставшая одноконтурной. Этот факт показывает, что в будущем от запасной тормозной системы откажутся, а надежность всей тормозной системы будет обеспечена электроникой методом дублирования источников питания, повышением надежности

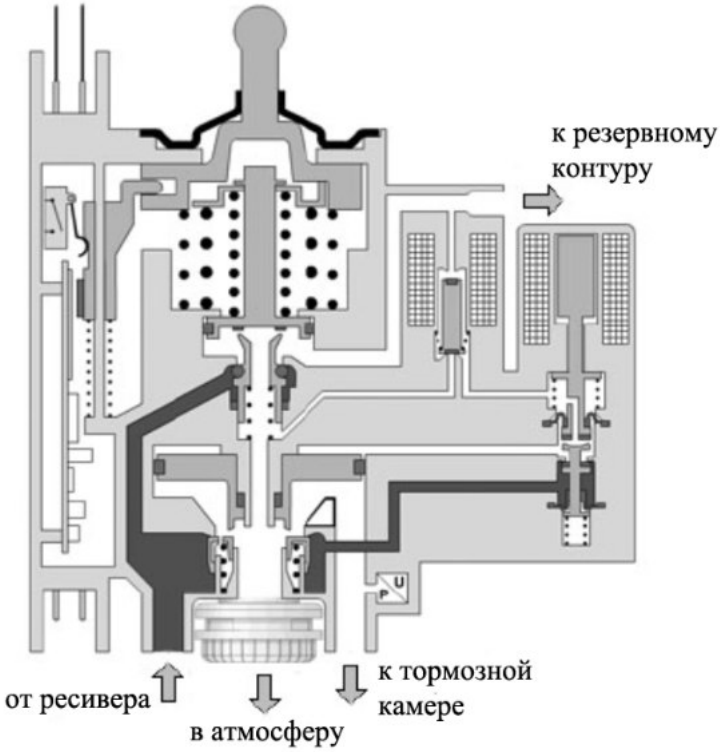


Рис. 5.4. Центральный блок торможения CBU фирмы WABCO-Westengause

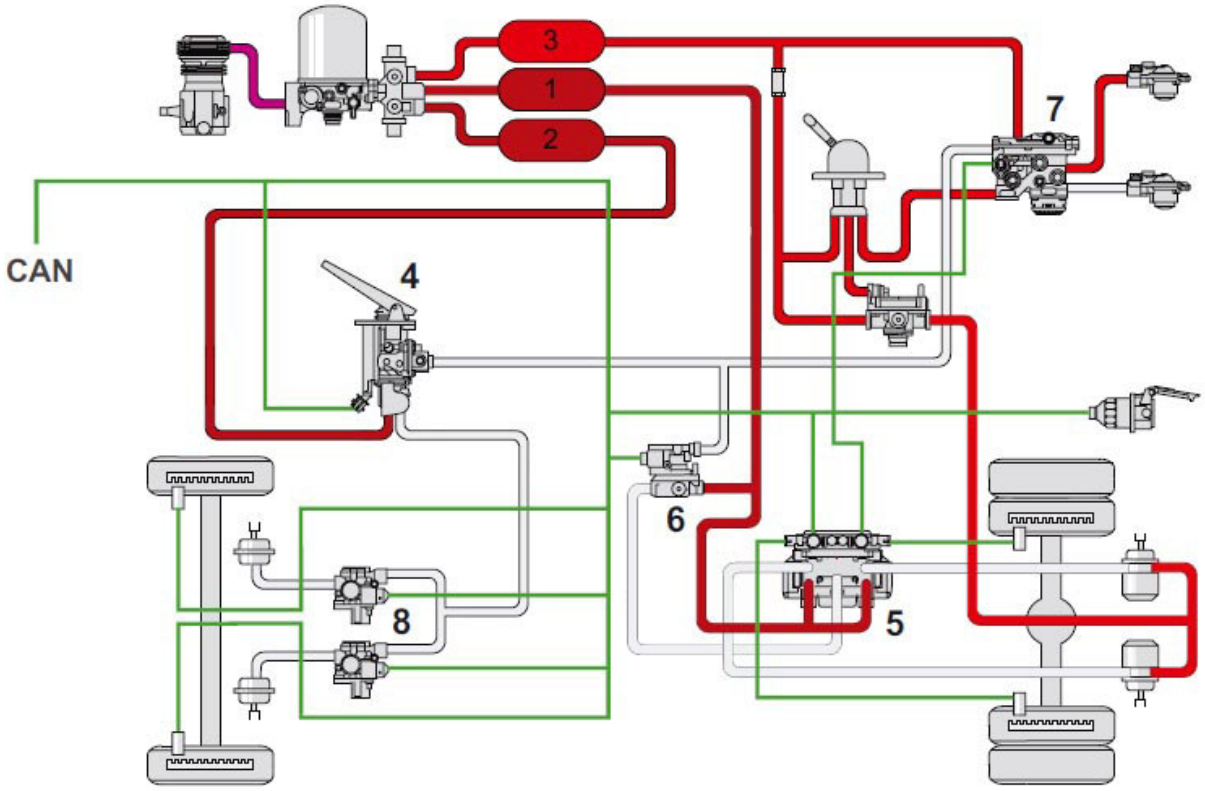


Рис. 5.5. Принципиальная схема электронно-пневматической тормозной системы «EBS Compact» для грузовиков фирмы WABCO-Westengause: 1, 2, 3 — ресиверы; 4 – блок CBU; 5 — осевой модулятор; 6 — защитный клапан; 7 — клапан управления прицепом; 8 — модуляторы АБС

электронных компонентов и т.п., и тогда ЭПТС будет иметь структуру, представленную на рис. 5.6.

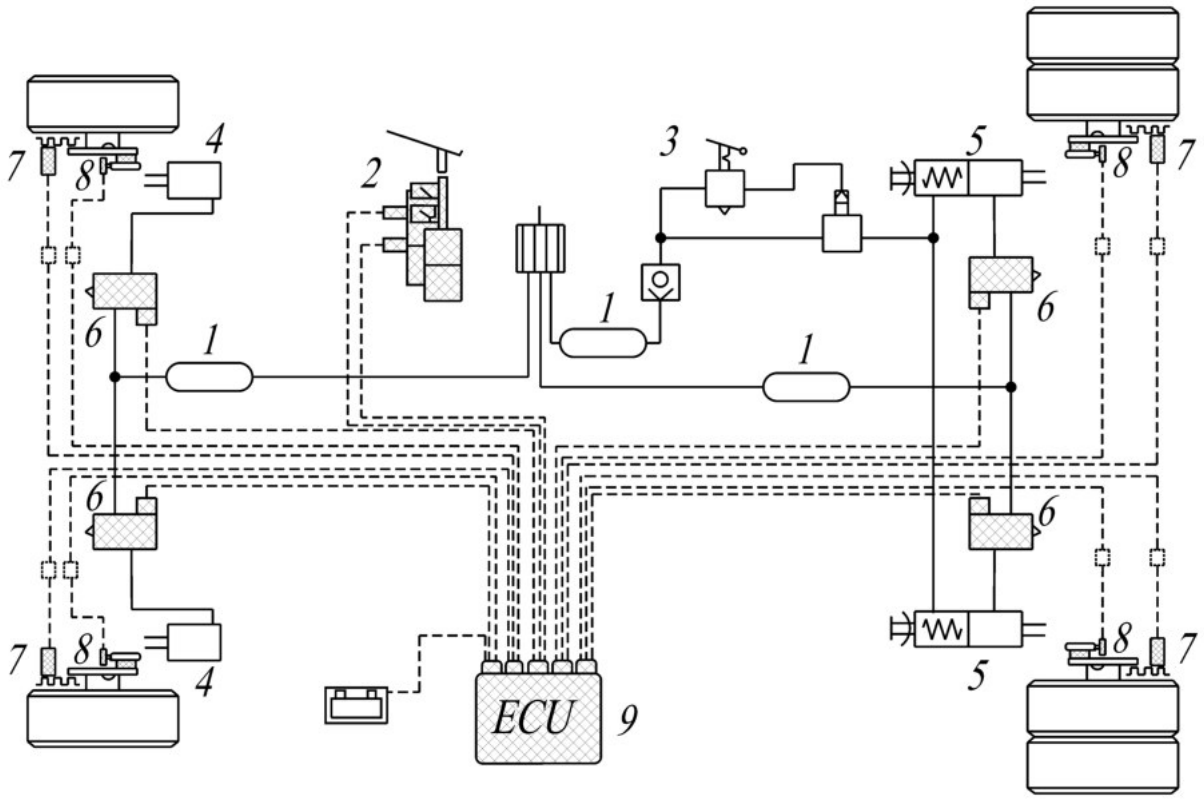


Рис. 5.6. Структурная схема «перспективной» ЭПТС: 1 – ресиверы; 2 – электронная педаль; 3 – ручной тормоз; 4,5 – тормозные камеры; 6 – пропорциональный модулятор; 7 – датчик угловой скорости; 8 – датчик износа тормозных накладок; 9 – электронный блок управления

Предложенная структурная схема ЭПТС позволит обеспечить:

– высокое быстродействие привода за счет установки модуляторов рядом с тормозными камерами;

– высокие показатели эргономики управления, отсутствие тормозного крана позволит значительно снизить усилие на педали тормоза;

– качение колеса при торможении с высокой эффективностью в различных скоростных, нагрузочных и сцепных условиях;

– удобство компоновки на транспортном средстве.

Однако для практической реализации перспективной ЭПТС необходимо обеспечить качество следящего действия не хуже чем у традиционной пневматической тормозной системы. Для этого требуется разработка принципиально новых структурных элементов тормозной системы. В связи с чем требуется анализ способов получения следящего и регулирующего действий.

5.2 Анализ влияния конструкции и режимов работы модулятора на рабочие процессы в контуре электронно-пневматической тормозной системы

5.2.1 Анализ получения следящего действия в современных ЭПТС

Ввиду отсутствия в открытой печати экспериментальных исследований характеристик современных ЭПТС, невозможно однозначно ничего сказать об эффективности и качестве регулирования процесса торможения таких систем. В связи с этим обстоятельством для выявления недостатков и определения пути развития данных систем, воспользуемся принципом подобия. Ввиду того, что принципы получения следящего действия современных ЭПТС и ЭПТП подобны, рассмотрим процесс получения следящего действия в ЭПТП, предложенный и разработанный Н.Г. Михалевичем [38, 142]. Принципиальная схема получения следящего действия ЭПТС представлена на рис. 5.7 [143].

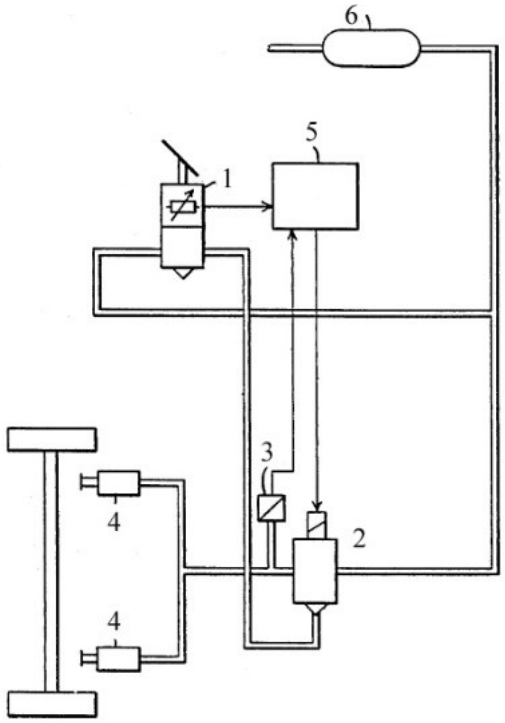


Рис. 5.7. Принципиальная схема получения следящего и регулирующего действий современных ЭПТС: 1 – тормозной кран с датчиком положения педали; 2 – релейный модулятор; 3 – датчик давления; 4 – тормозные камеры; 5 – регулятор (электронный блок управления); 6 – ресивер

В основу получения следящего и регулирующего действий существующих ЭПТС положено использование релейных модуляторов с обратной связью по датчику давления. При этом такие системы имеют характерную особенность работы – при плавном изменении задающего воздействия, т.е. усилия на тормозной педали, давление на выходе модулятора изменяется ступенями. На рис. 5.8 представлена экспериментальная осциллограмма изменения давления на выходе релейного модулятора при плавном увеличении усилия на тормозной педали [38].

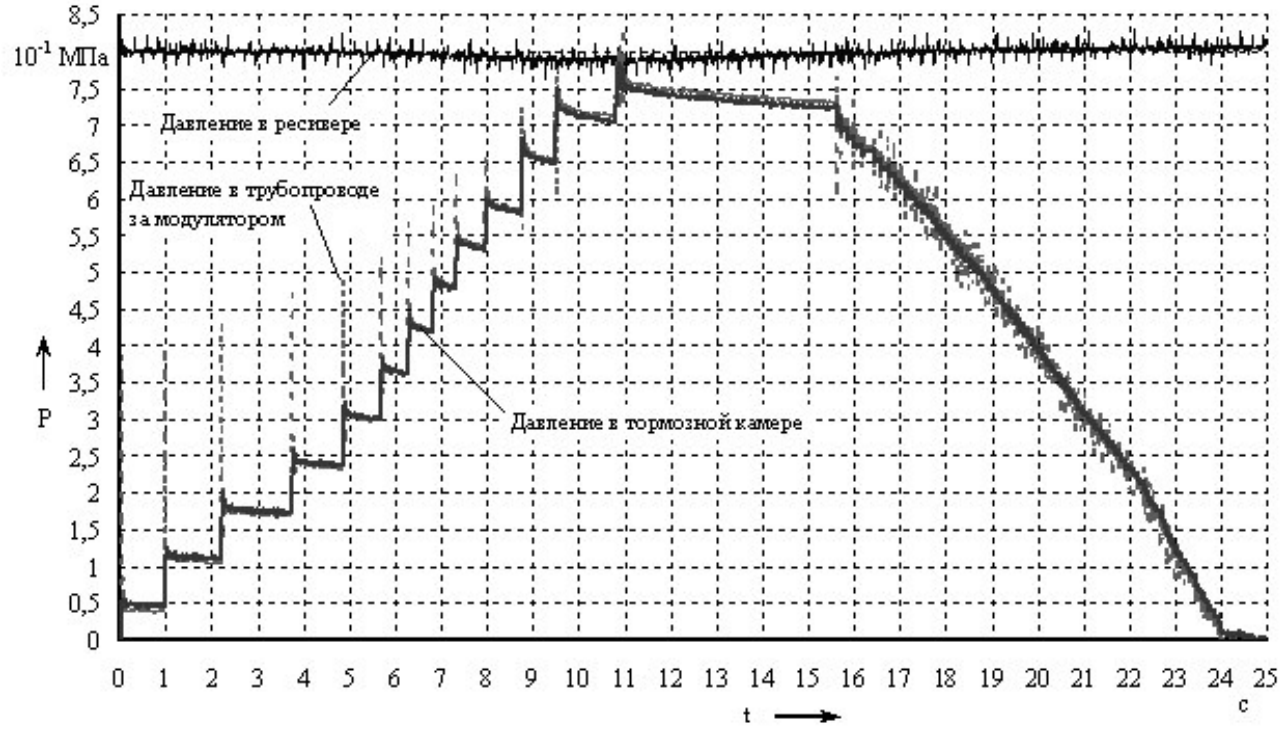


Рис. 5.8. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора при плавном увеличении усилия на тормозной педали

Такая особенность изменения давления в тормозной камере связана с тем, что для релейного типа модуляторов, при работе в составе электронно-пневматической тормозной системы, для обеспечения следящего действия при нажатии на подпедальный электрический модуль, пропорциональность давления в тормозной камере достигается за счет установки датчика давления 3 (рис. 5.8) после модулятора, т.е. каждому положению педали соответствует некое давление, которое показывает датчик давления. На практике применение такой схемы всегда приводит к тому, что появляется запаздывание в системе исполнительный элемент (модулятор) – датчик. При таком решении обратная связь по

давлению реализуется внешними (вне модулятора) элементами: датчик давления – электронный блок управления – модулятор. Из-за этого модулятор поздно реагирует на сигнал датчика о необходимости перекрывать подачу сжатого воздуха в тормозную камеру, если датчик давления установлен в тормозной камере, и это приводит к значительному перерегулированию по величине отслеживаемого давления. На сброс излишка давления воздуха из тормозной камеры уходит время, таким образом, общее время установления требуемого давления в исполнительном органе (тормозной камере) увеличивается, что негативно сказывается на качестве процесса торможения ТС. При установке датчика давления непосредственно на выходе из модулятора, такая конструкция используется во всех современных ЭПТС, повышается точность установления давления, но при этом увеличивается количество срабатываний электроклапанов. Это явление хорошо отображает осциллограмма переходного процесса в ЭПТП (рис. 5.9) [38].

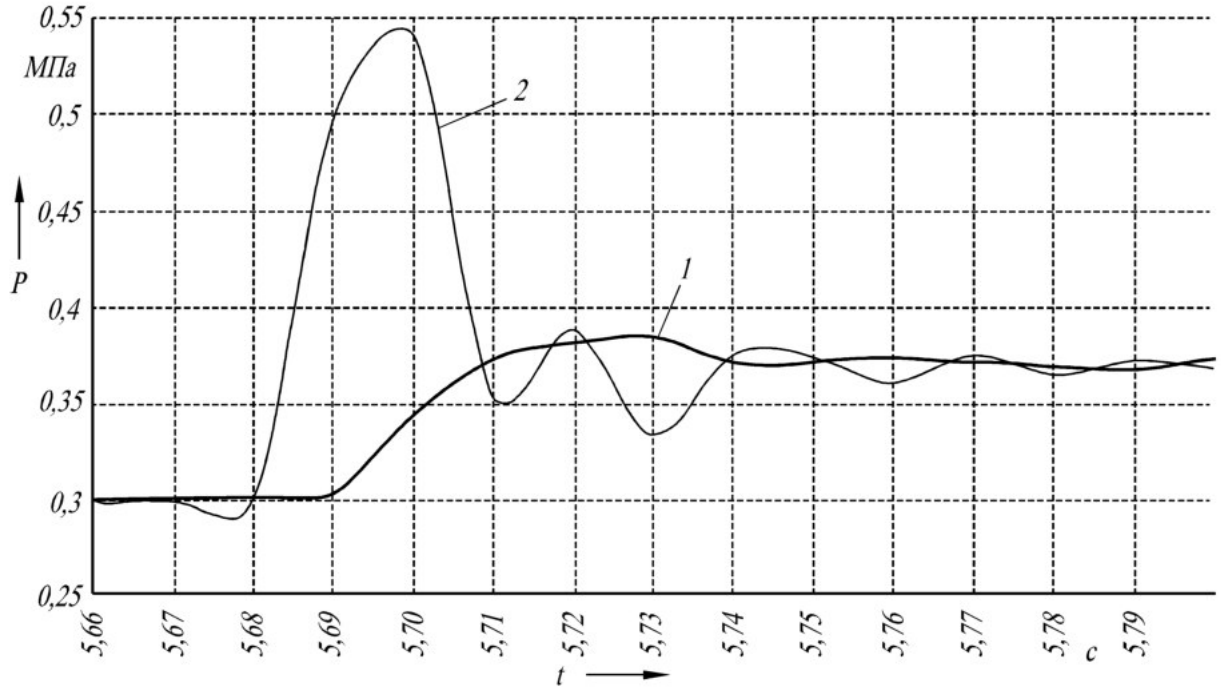


Рис. 5.9. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора на величину одной ступени

На рис. 5.9 видно, что в начальный момент времени давление за модулятором растёт значительно быстрее, чем в тормозной камере. Когда давление за модулятором достигает заданной величины (рис. 5.9), блок управления подает команду на прекращение подачи

воздуха, но давление за модулятором за время закрытия электроклапана незначительно возрастает. Из-за этого блок управления подаёт новую команду на выпуск воздуха. Когда давление опять достигает величины $P_З$ блок управления прекращает выпуск воздуха, но давление снижается значительно ниже заданной величины, снова происходит наполнение, и цикл повторяется, в результате общее время установления давления тоже увеличивается. Подобные явления наблюдаются даже при экстренном приведении педали в действие (рис. 5.10). Как видно из рис. 5.10, темп нарастания давления за модулятором настолько высокий, что повышение давления опережает текущее положение педали, на что блок управления среагировал и подал сигнал на сброс воздуха, а потом опять начал наполнение.

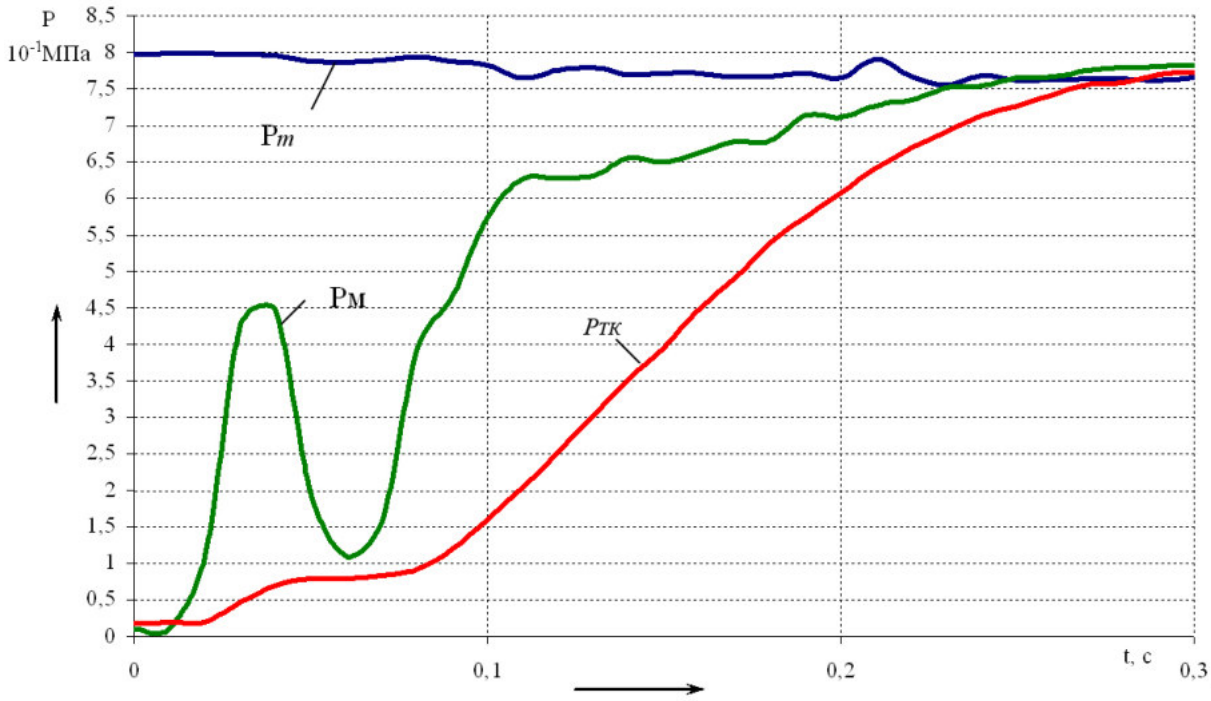


Рис. 5.10. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора при экстренном приведении педали тормоза в действие

Подобная ситуация наблюдается и при быстром отпускании педали тормоза (рис. 5.11). На рис. 5.11 следует обратить внимание, что вся система управления в целом успевает ещё добавлять сжатый воздух в тормозную камеру, это видно по давлению на выходе из модулятора $P_М$, в некоторые моменты времени оно выше, чем в тормозной камере $P_{ТК}$, когда нужно просто выпустить сжатый воздух.

Основными путями повышение качества регулирования в приводе ЭПТС, созданных на основе релейных модуляторов, является умень-

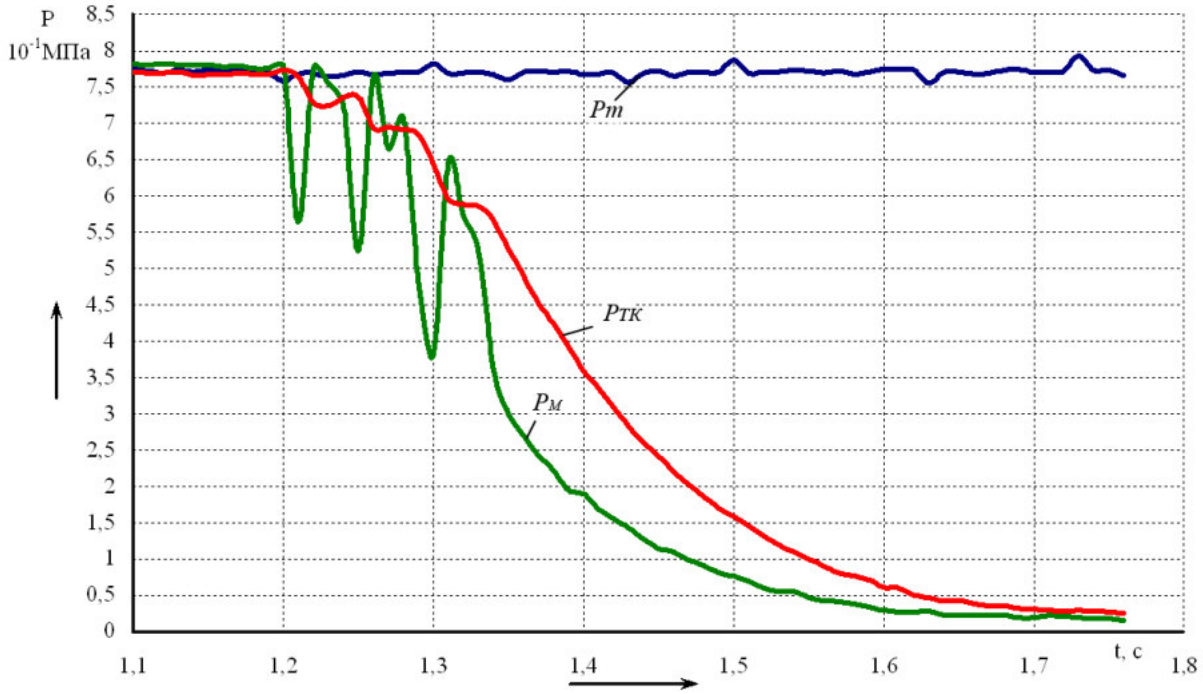


Рис. 5.11. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора при быстром отпускании педали тормоза

шение ступенек давления (см. рис. 5.8), для этого требуется уменьшение скорости изменения давления или увеличение быстродействия электропневмоклапана. Первое ограничено нормативами на быстродействие привода при экстренном затормаживании и временем растормаживания, второе – усложнением конструкции модулятора, увеличением энергопотребления и снижением его ресурса. По второму пути идут большинство разработчиков таких систем. Таким образом, высокое быстродействие электропневмоклапанов повышают точность регулирования давления в тормозной камере, однако увеличивается общее время установления давления в тормозной камере, а также расход воздуха.

5.2.2 Анализ получения регулирующего действия в электронно-пневматических тормозных системах

Для определения характера изменения давления в тормозной камере при работе ЭПТС в режиме АБС были проведены экспериментальные дорожные испытания АБС фирм «Экран» г. Борисов и KNORR-BREMSE в составе автобуса МАЗ-256200 (рис. 5.12) [29].

Ходовая лаборатория на базе автобуса МАЗ-256200 оборудована измерительным комплексом ИК ИЭСА (рис. 5.13).



Рис. 5.12. Ходовая лаборатория кафедры «автомобилей» на базе автобуса МАЗ-256200



Рис. 5.13. Общий вид измерительного комплекса ИК ИЭСА и датчиков ходовой лаборатории кафедры «автомобилей»

В результате испытаний были получены характерные осциллограммы изменения давления в тормозном приводе (рис. 5.14, 5.15).

На характерных осциллограммах (рис. 5.14 и 5.15) обозначено: $P_{\text{пер}}$ – давление в тормозной камере переднего колеса; $P_{\text{зад}}$ – давление в тормозной камере заднего колеса; V_x – линейная скорость движения ТС.

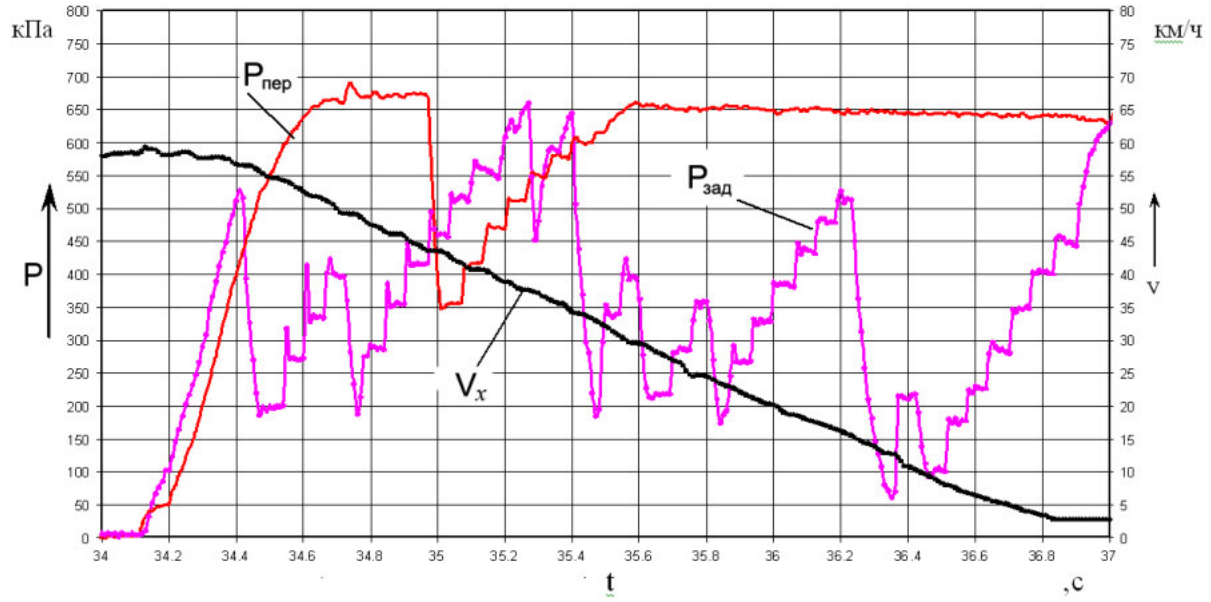


Рис. 5.14. Характерная осциллограмма изменения давления в тормозном приводе при работе АБС фирмы «KNORR-BREMSE» автобуса МАЗ-256200

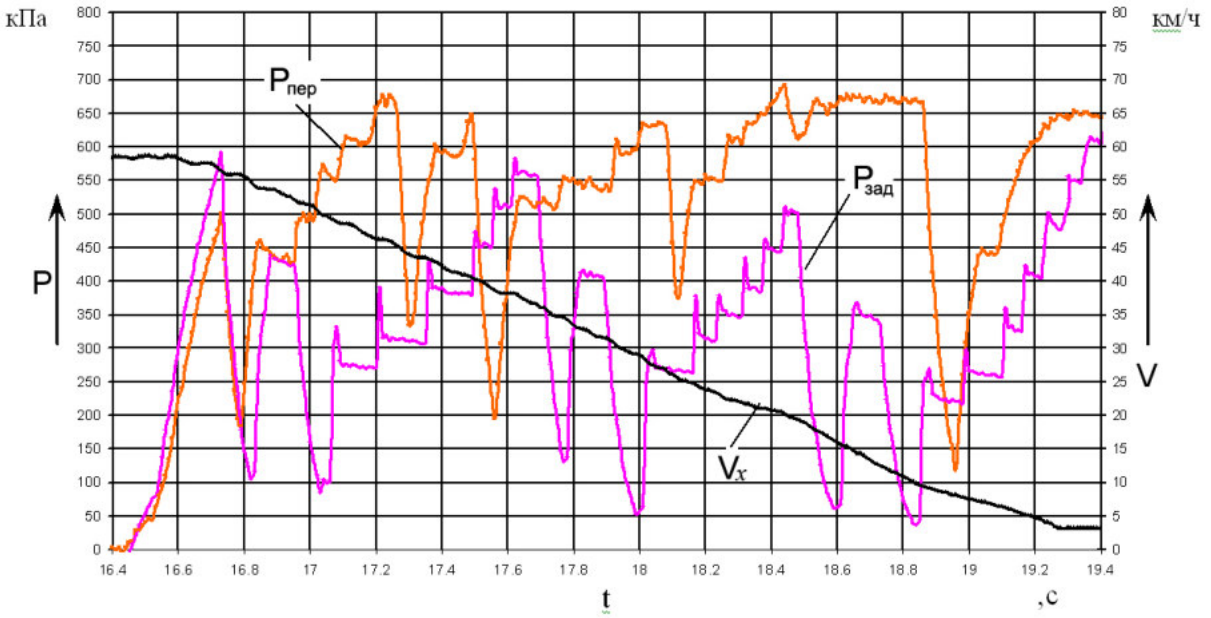


Рис. 5.15. Характерная осциллограмма изменения давления в тормозном приводе при работе АБС фирмы «Экран» г. Борисов автобуса МАЗ-256200

Как видно из осциллограмм (рис. 5.14, 5.15), при работе системы АБС происходит ступенчатое наполнение тормозных камер, т.е. алгоритм работы АБС преднамеренно растягивает процесс наполнения. Это свидетельствует о том, что на стадии наполнения высокое быстродействие отрицательно сказывается на качестве регулирования и эффективности работы АБС. Также на стадии опорожнения отсутствуют какие-либо

ступеньки изменения давления, а происходит максимально быстрое опорожнение тормозной камеры.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что для обеспечения высокого качества следящего и регулирующего действий необходимо обеспечить плавное наполнение и быстрое опоражнивание тормозной камеры, а существенное влияние на эти процессы оказывает модулятор, управляемый электронным блоком управления. Поэтому, усовершенствовав модулятор и разработав алгоритм управления модулятором и всей системой управления в целом, возможно повысить качество регулирования процесса торможения АТС.

Несмотря на общий принцип получения следящего и регулирующего действий, в конструкции и работе различных модуляторов ЭПТС имеются отличия, определяемые конструктивной схемой привода, традициями производителя, применением новых материалов и технологий. Учитывая многообразие созданных за прошедшее время конструкций модуляторов, для выявления перспективных направлений их совершенствования необходим анализ конструкций существующих модуляторов.

5.3 Анализ конструкций пневматических модуляторов электронно-пневматических тормозных систем

Большинство модуляторов, созданных на базе электропневмоклапанов, являются релейными и не прямого действия [144–146]. Ярким примером является модулятор фирмы KNOR-BREMSE, представленный на рис. 5.16 [144], и модулятор фирмы WABCO-Westengause, представленный на рис. 5.17 [138], конструкции которых очень схожи между собой и отличаются в основном расположением структурных элементов.

Особенностью модуляторов не прямого действия является то, что электропневмоклапаны управляют усилительной полостью пневмоусилителя, в данном случае, расположенную над поршнем. Это позволяет использовать небольшие электропневмоклапаны, с малым проходным сечением и высокой скоростью срабатывания.

Однако поршневой пневмоусилитель приводит к увеличению зоны нечувствительности и ухудшению следящего действия. Из-за этого модулятор имеет повышенную инерционность и малое быстродействие.

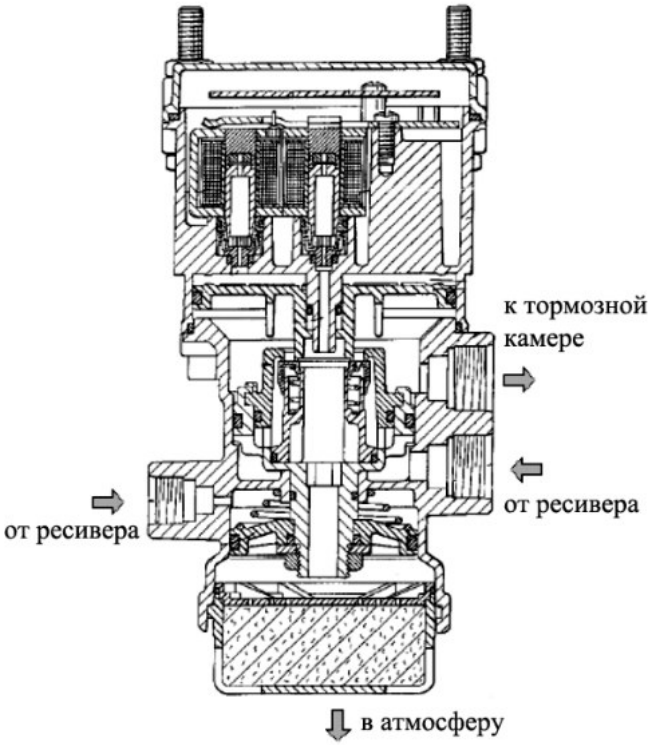


Рис. 5.16. Модулятор давления ЭПТС фирмы KNOR-BREMSE

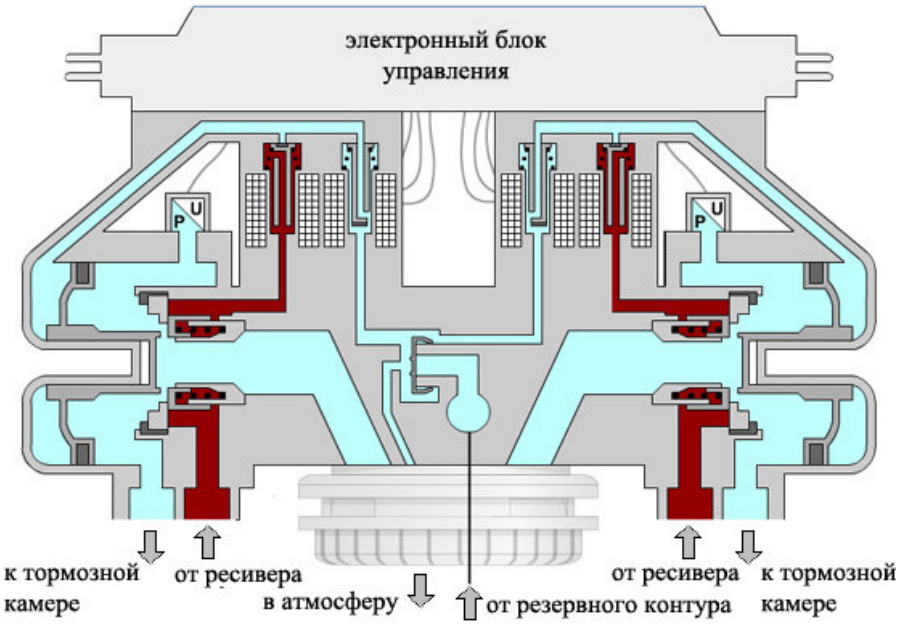


Рис. 5.17. Осевой модулятор давления 2-го поколения ЭПТС фирмы WABCO-Westengause

Одним из способов снижения инерционности и повышения быстродействия является уменьшение размеров усилительных полостей, а также использование диафрагменного пневмоусилителя вместо поршневого. На рис. 5.18 представлен модулятор, созданный фирмой WABCO-Westengause [138].

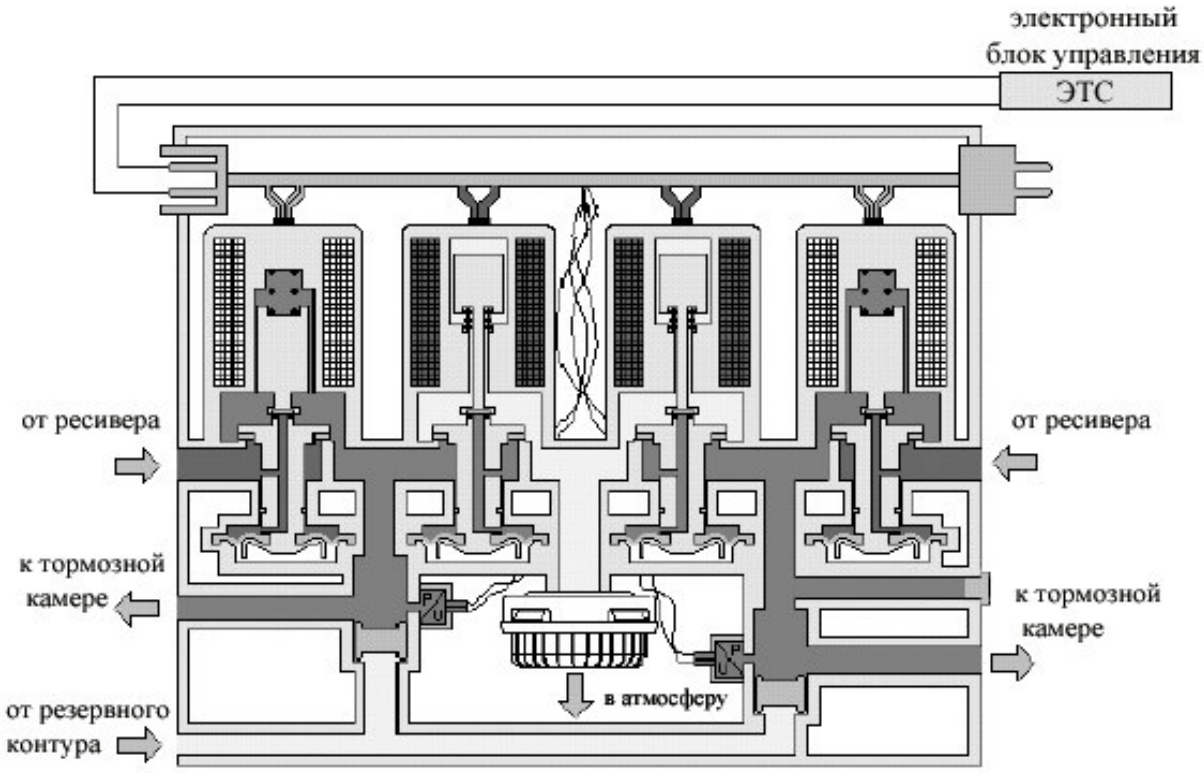


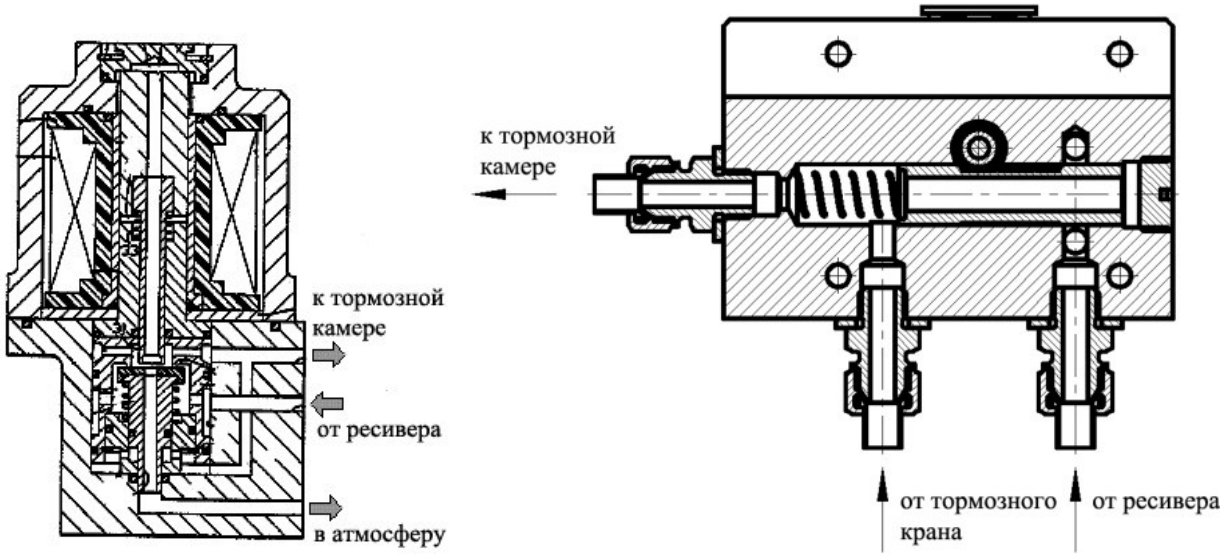
Рис. 5.18. Осевой модулятор давления 1-го поколения ЭПТС фирмы WABCO-Westengause

Мембранные модуляторы лишены некоторых недостатков поршневых, достаточно надежны и просты в эксплуатации, но, в свою очередь, имеют повышенную чувствительность к изменению температуры окружающей среды [146], что приводит к перемене выходных параметров модулятора, поэтому данная разновид-ность модуляторов всё меньше находит применение.

Следующим этапом в развитии модуляторов для ЭПТС стало создание модуляторов прямого действия [147–150]. На рис. 5.19, а) представлен релейный модулятор прямого действия, созданный на базе электропневмоклапана [147].

К основным преимуществам таких модуляторов можно отнести: относительную простоту конструкции, достаточно высокую скорость срабатывания и точность регулирования, а также малые габариты и массу. Альтернативным решением при создании модуляторов прямого действия является использование шагового двигателя для контроля положения клапанов. На рис. 5.19, б) представлен модулятор прямого действия, созданный на базе шагового двигателя с применением золотниковых клапанов с общим золотником [151].

Но при всех положительных характеристиках релейного модулятора прямого действия для обеспечения высокого быстродействия требует-



а) б)

Рис. 5.19. Модулятор прямого действия, созданный на базе:
а) – электропневмоклапана; б) – шагового двигателя

ся использование мощных электромагнитов или шагового электродвигателя, поэтому они получили малое распространение.

Одним из возможных вариантов решения проблем, которые возникают в релейных модуляторах, является создание пропорциональных модуляторов (рис. 5.20) [150, 152–155], в которых происходит саморегуляция процесса наполнения тормозной камеры, в связи с чем отпадает необходимость повышать быстродействие исполнительного элемента, учитывать влияние температурных изменений и изменение объема управляющей полости.

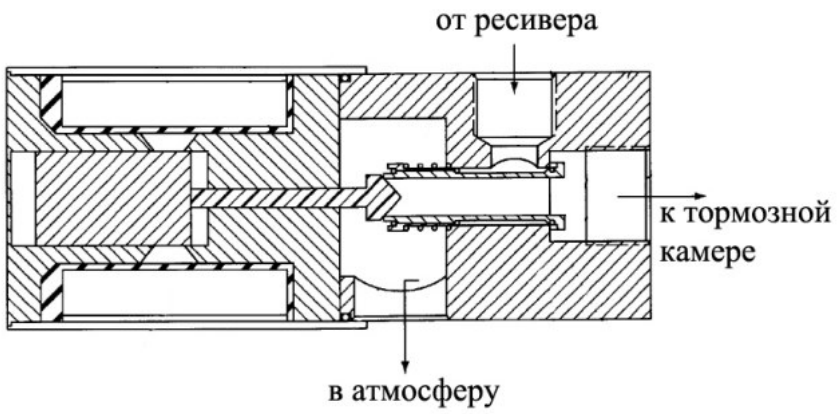


Рис. 5.20. Пропорциональный модулятор прямого действия, созданный на базе пропорционального электромагнита

Однако в модуляторах, построенных по данному принципу, сохранилась основная проблема модуляторов прямого действия – потребность использовать мощный и более сложный электромагнит, отсутствие связи с запасной тормозной системой требует наличия дополнительного аппарата в тормозной системе для обеспечения требований Правил №13 ЕЭК ООН [3, 156].

Главное преимущество пропорциональных модуляторов заключается в том, что исключается необходимость применения датчика давления после модулятора. Это, в свою очередь, позволяет упростить систему управления, а значит, повысит ее надежность и быстродействие. Поэтому применение пропорциональных модуляторов вместо релейных является наиболее рациональным путем совершенствования структуры ЭПТС.

На основе анализа конструкций модуляторов выделим требования к модулятору «идеальной» ЭПТС:

общие требования

– обеспечивать следящее действие;

– обеспечивать выполнение всех функций или их отдельных сочетаний современных ЭПТС;

– обеспечивать быстрое опорожнение ТК;

– простота в управлении;

конструктивные

– отсутствие влияния давления воздуха на работу запорно - регулирующего элемента;

– минимально возможное перемещение подвижных элементов запорно - регулирующего элемента;

– минимально возможная масса подвижных элементов запорно - регулирующего элемента;

общетехнические

– минимальные масса и габаритные размеры;

– универсальность конструкции;

– надежность и долговечность;

– технологичность и невысокая себестоимость изделия.

6 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СВЯЗЕЙ И РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КОНТУРА ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ МОДУЛЯТОРОМ

Для проведения теоретических исследований рабочих процессов контура электронно-пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором необходимо:

– выбрать конструктивную схему пропорционального модулятора;

– выбрать входные и выходные параметры пропорционального модулятора с целью получения исходных данных и математических зависимостей для построения статической и динамической характеристик пропорционального модулятора;

– построить статическую характеристику пропорционального модулятора с целью оценки качества следящего действия;

– построить динамическую характеристику пропорционального модулятора с целью оценки быстродействия ЭПТП с пропорциональным модулятором.

6.1 Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора

Из анализа конструкций модуляторов видно, что основным элементом, управляющим клапанами, являются электроклапаны. Главной причиной этому является простота в управлении. Для выбора конструктивной схемы пропорционального модулятора рассмотрим принцип получения следящего действия в пропорциональном модуляторе. В основу такого модулятора положено использование пропорционального электромагнита (рис. 6.1) [157, 158].

При правильном выборе размеров частей из мягкого магнитного железа и управляющего конуса характеристика пропорционального электромагнита имеет следующий вид (рис. 6.2).

Как видно из рабочей характеристики (рис. 6.2), усилие на якоре увеличивается пропорционально силе тока, что позволяет в пропорциональном модуляторе устанавливать зависимость между силой тока,

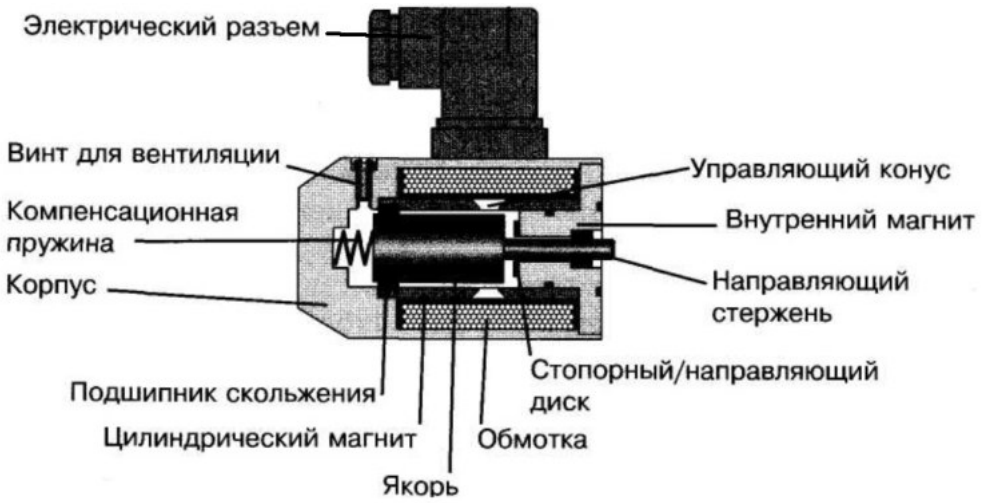


Рис. 6.1. Конструкция пропорционального электромагнита

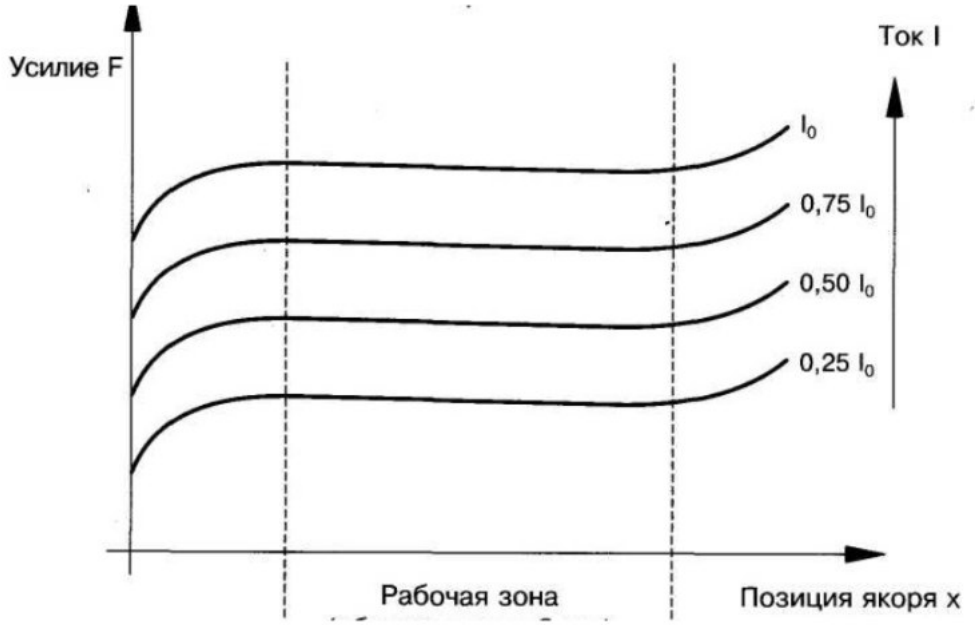


Рис. 6.2. Характеристика пропорционального электромагнита

подаваемой от блока управления на катушку пропорционального электромагнита, и давлением в тормозной камере. Увеличение силы тока вдвое приводит к двойному увеличению усилия. Также усилие на якоре не зависит от положения якоря в пределах рабочей зоны, которая обычно составляет 2 мм, это, в свою очередь, делает возможным реализацию пропорциональности между положением педали и давлением в тормозной камере только по усилию на якоре электромагнита, пропорциональному силе тока.

В разработанном модуляторе [159, 160] (рис. 6.3) предлагается применение плоских клапанов с нулевой активной площадью, а для управления положением клапанов – шаговый электродвигатель (ШЭД).

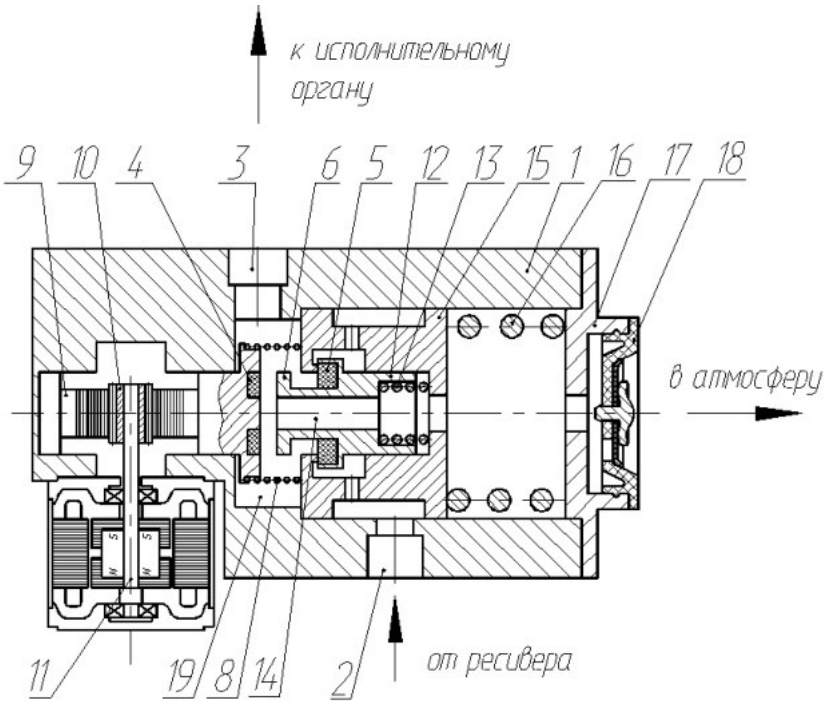


Рис. 6.3. Пропорциональный модулятор, созданный на базе шагового электродвигателя

Разработанный модулятор имеет следящее действие и содержит корпус *1*, входной канал *2*, соединенный с ресивером сжатого воздуха, и выходной канал *3*, соединенный с исполнительным органом (тормозной камерой), выпускной и впускной пневмоклапаны *4* и *5*. Пневмоклапаны *4* и *5* выполнены в виде плоских клапанов с нулевой активной площадью. Выпускной пневмоклапан *4*, поджатый пружиной *8*, жестко связан с штоком, на боковой поверхности которого имеется зубчатая рейка *9*, через шестерню *10* связан с валом ШЭД *11*. Седло клапана *6* сделано совместно с клапаном *12*, который поджат пружиной *13* и имеет осевое отверстие *14*, связанное с атмосферой. Седло впускного пневмоклапана *5* сделано в пневмопоршне *15*, который поджат пружиной *16*. В модуляторе есть крышка *17* с выпускным окном *18*.

Хотя управление шаговым электродвигателем значительно сложнее, чем электроклапаном, но широкое их применение привело к созданию электронных модулей управления шаговыми электродвигателями, что позволило упростить процесс управления шаговыми электродвигателями до уровня электроклапанов, путем создания «драйвера шагового двигателя» – силовая часть с простейшим интерфейсом (шаг, направление). «Драйвер» является усилителем мощности, преобразующим импульсы, поданные на него, в перемещение вала. Каждый импульс, поданный на драйвер, перемещает вал на 1 шаг [161].

Достоинствами модулятора, представленного на рис. 6.3, является простота конструкции, отсутствие влияния давления сжатого воздуха на работу ЗРЭ, что позволяет снизить мощность ШЭД, минимально возможное перемещение подвижных элементов ЗРЭ при обеспечении необходимого проходного сечения, обеспечивает высокое быстродействие модулятора. А также благодаря применению ШЭД имеется возможность регулировать время срабатывания модулятора в процессе выполнения алгоритма любой функции ЭПТС.

6.2 Выбор входных и выходных параметров пропорционального модулятора с приводом от шагового электродвигателя

Исходными данными для расчета основных параметров пропорционального модулятора с ШЭД, а также построения его статической характеристики являются следующие параметры:

$z_{\text{п}}$ – дискретность перемещения запорно-регулирующего элемента;

$t_{\text{кл}}$ – время полного хода запорно-регулирующего элемента.

Дискретность перемещения ЗРЭ определяется зависимостью перемещения ЗРЭ и выходного давления. В традиционных пропорциональных (следящих) аппаратах, а именно тормозных кранах, ступенчатость изменения выходного давления является одним из показателей качества пневматического тормозного привода [162]. Нормативно не предписана ступенчатость изменения выходного давления в пропорциональных аппаратах, пример достаточно малых ступеней давления в пневматическом тормозном приводе показан в работе [163], величина ступени – $0,01$ МПа. По другим рекомендациям допустимая величина ступени давления в пневматическом тормозном приводе не должна превышать $3-4$ % от максимального давления [164] и $0,02$ МПа [165]. Таким образом, дискретность перемещения ЗРЭ определяется:

$$z_{\text{п}} = \frac{P_{max}}{P_{\text{ст}}}, \tag{6.1}$$

где P_{max} – максимальное давление в ресивере;

$P_{\text{ст}}$ – величина ступени изменения давления.

Минимальное время полного хода ЗРЭ в серийных тормозных кранах определяется временем нажатия на педаль при экстренном торможении, которое нормативно установлено $0,2$ с. [10, 166]. Таким образом,

максимальное время перемещения ЗРЭ в пропорциональном модуляторе должно быть не более $0,2$ с, а минимальное – ограничивается моментными параметрами ШЭД.

Исходя из особенностей конструкции пропорционального модулятора и работы ШЭД, для обеспечения высокой скорости срабатывания выбор основных параметров пропорционального модулятора проводится для режима работы ШЭД с постоянной частотой шагов [167–169].

Физическая модель пропорционального модулятора [66, 160, 170] исследуемой конструкции представлена на рис. 6.4.

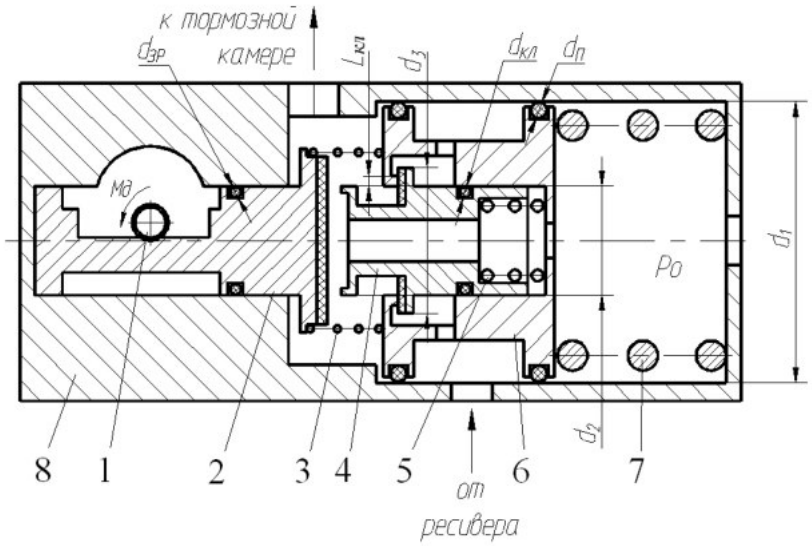


Рис. 6.4. Расчетная схема пропорционального модулятора ЭПТС:
1 – шестерня, установленная на валу шагового двигателя; 2 – шток с зубчатой рейкой; 3 – возвратная пружина; 4 – двухседельный клапан; 5 – пружина двухседельного клапана; 6 – следящий пневмопоршень; 7 – пружина следящего пневмопоршня; 8 – корпус модулятора

Исходя из расчетной схемы пропорционального модулятора общее сопротивление перемещения подвижных деталей ЗРЭ определяется по следующей зависимости:

$$F_{об} = a_д \cdot m_д + \Sigma F_{тр} + F_{пр2} + F_{ск}, \qquad (6.2)$$

где $a_д$ – ускорение подвижных деталей ЗРЭ, м/с^2;

$m_д$ – масса подвижных деталей ЗРЭ, кг;

$\Sigma F_{тр}$ – суммарная сила трения при перемещении подвижных деталей ЗРЭ в корпусе модулятора, Н;

$F_{пр2}$ – усилие пружины *3*, Н;

$F_{ск}$ – усилие, необходимое для открытия впускного клапана, образованного двухседельным клапаном *4* и пневмопоршнем *6*, Н.

Усилие, необходимое для открытия впускного клапана, определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{ск}} = F_{\text{пр2}} + F_{\text{р}} + F_{\text{тр1}}, \tag{6.3}$$

где $F_{\text{пр2}}$ – усилие пружины *5*, необходимое для обеспечения герметичности впускного клапана, Н;

$F_{\text{Р}}$ – сила, действующая на клапан *4* от давления воздуха, Н;

$F_{\text{тр1}}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{\text{КЛ}}$ по диаметру d_2, Н.

Усилие пружины, необходимое для обеспечения герметичности клапана определяется:

$$F_{\text{пр1}} = F_y + F_{\text{тр1}}, \tag{6.4}$$

где F_y – сила необходимая для обеспечения герметичности впускного клапана, Н.

Сила, необходимая для обеспечения герметичности клапана, определяется [67]:

$$F_y = k_{\text{З}} \cdot P_{max} \cdot (d_2 - L_{\text{кл}}) \cdot L_{\text{кл}} \cdot (1 + 0,4 \cdot \mu_\rho) \cdot 2\pi, \tag{6.5}$$

где $k_{\text{З}}$ – коэффициент запаса;

$L_{\text{кл}}$ – ширина пояса клапана, м.

Сила трения резинового кольца круглого сечения определяется по формуле [171]:

$$F_{\text{тр1}} = \left(\frac{d_{\text{в}}}{2} - d_{\text{к}}\right) \cdot K_n, \tag{6.6}$$

где K_n – переводной коэффициент;

$d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр уплотнительного кольца $d_{\text{кл}}$, м;

$d_{\text{к}}$ – диаметр уплотнительного кольца $d_{\text{кл}}$, м.

Сила, действующая на клапан *4* от давления воздуха, рассчитывается:

$$F_{\text{Р}} = P_{max} \cdot S_{\text{эф}}, \tag{6.7}$$

где $S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь клапана *4*, м^2.

Эффективная площадь клапана определяется по формуле:

$$S_{\text{эф}} = \frac{\pi \cdot \left((d_2 + L_{\text{кл}})^2 - d_2^2 \right)}{4}. \tag{6.8}$$

Усилие пружины *3* определяется:

$$F_{\text{пр2}} = F_{\text{сд}} + F_{\text{тр2}}, \tag{6.9}$$

где $F_{\text{сд}}$ – сила сопротивления вращению ротора двигателя, Н;
$F_{\text{тр2}}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{\text{з.р}}$, Н.

6.2.1 Определение рабочих характеристик шагового электродвигателя

Перемещение ЗРЭ за один шаг ШЭД, которое соответствует углу поворота ротора ШЭД (α), определяется по формуле:

$$h_{\text{кл1}} = \frac{r_{\text{ш}} \cdot \pi \cdot \alpha}{180}. \tag{6.10}$$

Полный ход ЗРЭ $h_{\text{кл}}$ определяется:

$$h_{\text{кл}} = h_{\text{кл1}} \cdot z_{\text{п}}. \tag{6.11}$$

Время одного шага ШЭД $t_{\text{кл1}}$ определяется по зависимости:

$$t_{\text{кл1}} = \frac{t_{\text{кл}}}{z_{\text{п}}}, \tag{6.12}$$

где $t_{\text{кл}}$ – время полного хода ЗРЭ, c.

Рабочая частота ШЭД f_p определяется по формуле:

$$f_p = \frac{1}{t_{\text{кл1}}}. \tag{6.13}$$

Ускорение подвижных деталей ЗРЭ при условии работы ШЭД с постоянной частотой определяется по следующей зависимости:

$$a_{\text{д}} = \frac{2 \cdot h_{\text{кл1}}}{t_{\text{кл1}}^2}. \tag{6.14}$$

В работах [167, 168] статический момент ШЭД выбирается в следующем порядке.

Момент сопротивления нагрузки $M_{\text{Н}}$ определяется по формуле:

$$M_{\text{Н}} = F_{\text{об}} \cdot r_{\text{ш}}. \tag{6.15}$$

Статический момент ШЭД $M_{\text{Д}}$ выбирается по зависимости:

$$M_{\text{Д}} = \frac{M_{\text{Н}}}{0,4}. \tag{6.16}$$

После выбора ШЭД необходимо проверить рассчитанный привод на резонанс. Этот эффект проявляется в виде внезапного падения момента на некоторых скоростях. Это может привести к пропуску шагов и потере синхронности. Эффект проявляется в том случае, если работая частота шагов совпадает с собственной резонансной частотой ротора ШЭД.

Резонансная частота вычисляется по формуле:

$$F_0 = (N_{\text{д}} \cdot T_H / (J_R + J_L)) \cdot 0,5/4\pi. \tag{6.17}$$

где F_0 – резонансная частота, Гц;

$N_{\text{д}}$ – число полных шагов на оборот;

T_H – момент удержания для используемого способа управления и тока фаз, Н·м;

J_R – момент инерции ротора, кг·м^2;

J_L – момент инерции нагрузки, кг·м^2.

По описанной выше методике проведена оценка влияния быстродействия модулятора (под быстродействием подразумевается время полного хода ЗРЭ) на необходимый момент на валу ШЭД при прочих равных условиях, в результате получена зависимость, приведенная на рис. 6.5.

Из зависимости, представленной на рис. 6.5 видно, что увеличение быстродействия выше $0,05$ с приводит к значительному увеличению необходимого момента на валу ШЭД, следовательно, создавать быстродействующие аппараты на основе шаговых электродвигателей не рационально.

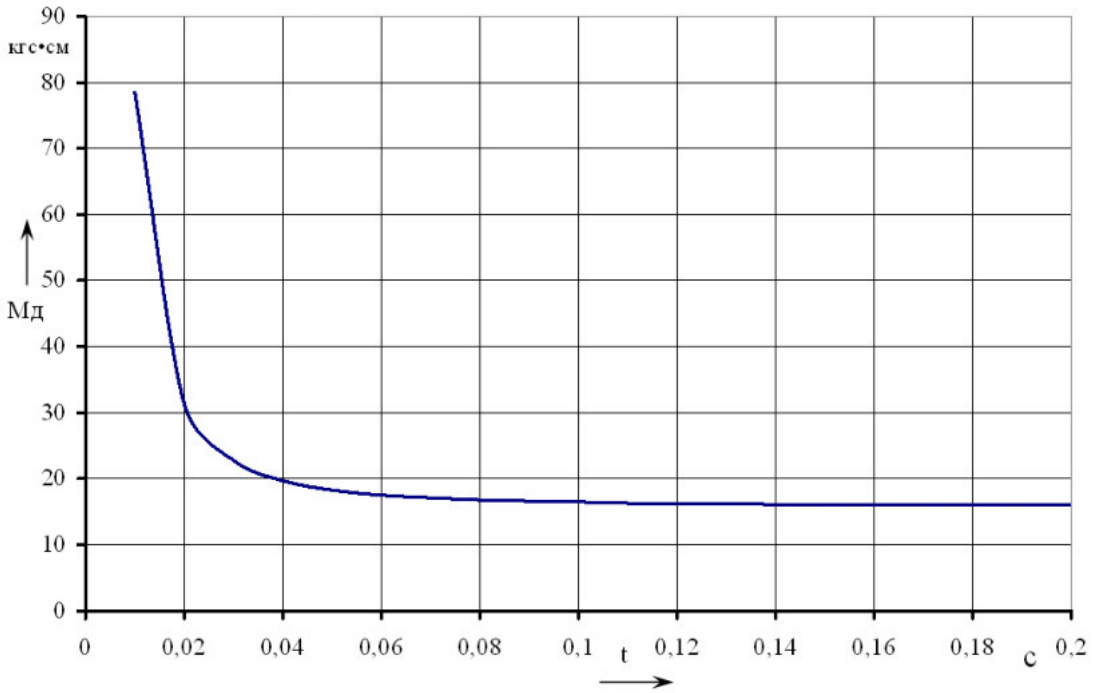


Рис. 6.5. Зависимость влияния быстродействия модулятора на необходимый момент на валу шагового электродвигателя

6.2.2 Математическое моделирование статической характеристики пропорционального модулятора

Статическая характеристика пропорционального модулятора (рис. 6.6) определяется как зависимость давления p_T в управляющей полости модулятора от перемещения золотника $h_{\text{зр}}$, с учетом гистерезиса. При нажатии на педаль баланс сил, действующий на следящий элемент, описывается уравнением:

$$C_{\text{пр}} \cdot h_{\text{п}} - F_{\text{ТР3}} - F_{\text{ПР1}} - F_{\text{ПР2}} + F_{\text{Р}} + F_{\text{ТР1}} - p_{\text{т}} \cdot \frac{\pi \left(d_1^2 - d_2^2\right)}{4} = 0, \qquad (6.18)$$

где $C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины следящего поршня, Нмм;

$h_{\text{п}}$ – положение следящего пневмопоршня *6* (см. рис. 6.4);

$F_{\text{тр3}}$ – сила трения кольца $d_{\text{п}}$ по диаметру d_1 (см. рис. 6.4), Н.

Давление в управляющей полости на прямой ветви статической (наполнение) характеристики описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} p_{\text{т}} = 0; \text{ при } h_{\text{з.р}} < \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2}; \\ p_{\text{т}} = 4 \cdot \frac{F_{\text{пр0}}}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2} < h_{\text{з.р}} < 2 \cdot e_{\text{кл}}; \\ p_{\text{т}} = \frac{4 \cdot \left(C_{\text{пр}} \cdot h_{\text{п}} + F_{\text{тр3}} + F_{\text{пр1}} + F_{\text{пр2}} - F_{\text{Р}} - F_{\text{тр1}}\right)}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2 + 4 \cdot d_2 \cdot 2 \cdot e_{\text{кл}}}{4 \cdot d_2} < h_{\text{з.р}} < h_{\text{з.р}}^{max}, \end{cases} \qquad (6.19)$$

где D_y^2 – условный диаметр сечения выпускного клапана, м;

$h_{зр}$ – положение зубчастой рейки, м;

$F_{пр0}$ – усилие пружины *7* при предварительном сжатии, Н;

$e_{кл}$ – деформация резинового клапана, м;

Баланс сил, действующий на следящий поршень, в момент открытия выпускного клапана при отпускании тормозной педали:

$$C_{пр} \cdot h_{п} - F_{тр3} - F_{пр1} - p_{т} \cdot \frac{\pi \left(d_1^2 - d_2^2\right)}{4} = 0. \qquad (6.20)$$

Давление в управляющей полости на обратной ветви (опорожнения) статической характеристики:

$$\begin{cases} p_{т} = 0; \text{ при } h_{з.р} < \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2}; \\ p_{т} = 4 \cdot \frac{F_{пр0}}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2} < h_{з.р} < e_{кл}; \\ p_{т} = 4 \cdot \frac{\left(C_{пр} \cdot h_1 - F_{тр3} - F_{Р}\right)}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2} + e_{кл} < h_{з.р} < h_{з.р}^{max}. \end{cases} \qquad (6.21)$$

С учетом выражений (6.19), (6.21) на рис. 6.6 представлена расчетная статическая характеристика пропорционального модулятора [170].

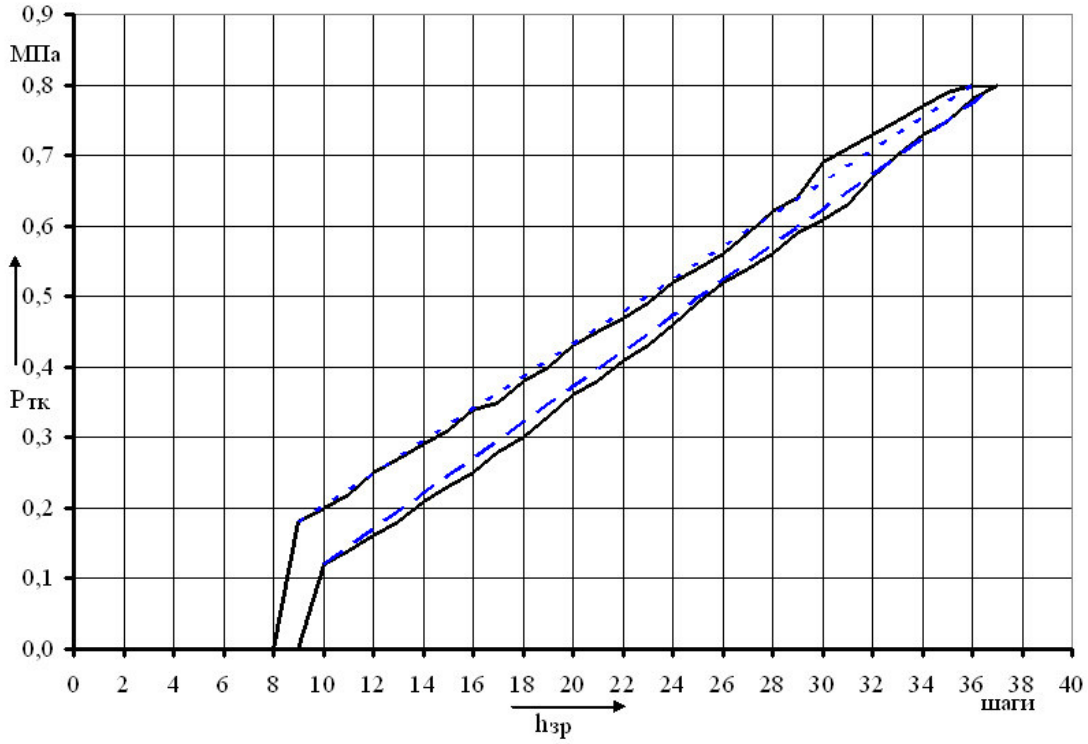


Рис. 6.6. Расчетная статическая характеристика пропорционального модулятора: - - - - расчетное затормаживание;
– – – расчетное растормаживание

6.2.3 Математическое моделирование динамики работы контура электропневматического тормозного привода

На рис. 6.7 представлена принципиальная схема исследуемого контура.

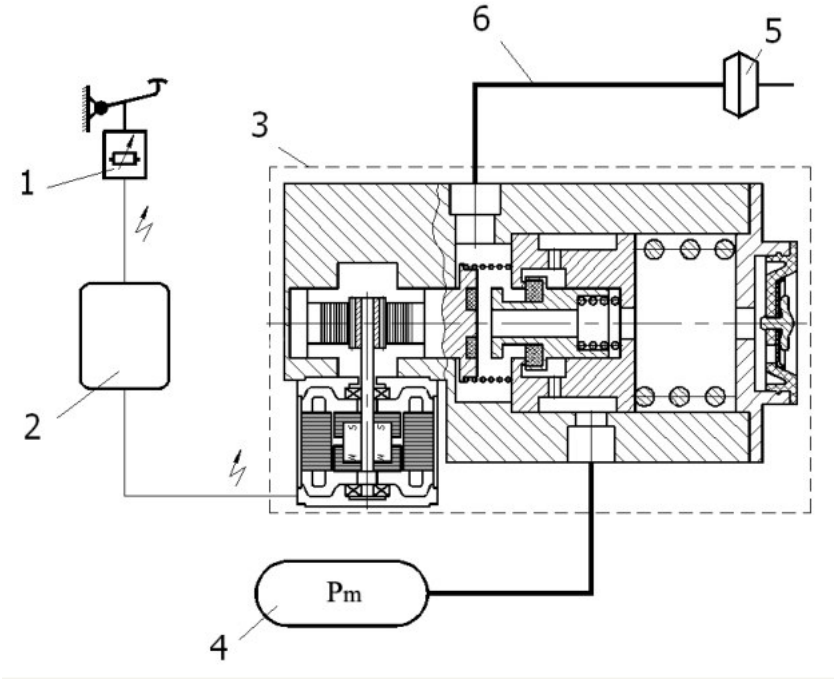


Рис. 6.7. Принципиальная схема контура ЭПТП с пропорциональным модулятором: 1 – подпедальный электрический модуль; 2 – электронный блок управления; 3 – пропорциональный модулятор; 4 – ресивер; 5 – тормозная камера тип 20; 6 – соединительный трубопровод длиной 1 м

Математическая модель контура ЭПТП с пропорциональным модулятором включает в себя: модель ШЭД [172, 173], дифференциальные уравнения газодинамических функций Метлюка – Автушко [35, 174, 175] и дифференциальные уравнения, описывающие работу следящего двухседельного клапана модулятора.

Математическая модель ШЭД [172, 173] состоит из уравнений (6.22), (6.23), (6.24) и условий (6.25) для каждой обмотки статора. Управлением являются сигналы: $ga(t)$, $gb(t)$. Основным выходным сигналом является угловое положение ротора β_r, которое имеет ряд устойчивых положений, отстающих друг от друга на один шаг. Начало отсчета угла β_r совмещено с осью статора.

В общем случае шаговый электродвигатель может быть описан с помощью модели электрической машины с двумя обмотками на статоре и одной обмоткой на роторе (рис. 6.8) [173].

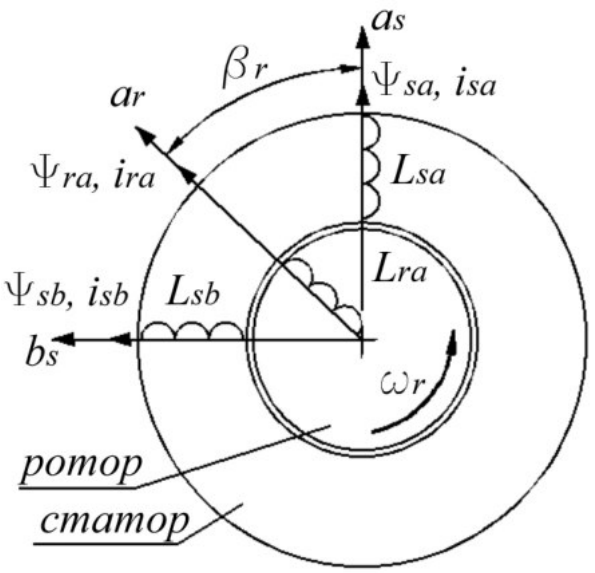


Рис. 6.8. Расчетная схема шагового электродвигателя

Уравнения математической модели такой электрической машины могут быть записаны в виде (6.22) [172, 173]:

$$\begin{cases} \frac{di_{sa}}{dt} = \frac{1}{L_{sa}} \cdot \left(u_{sa} - r_{sa} \cdot i_{sa} - K_r \cdot M \cdot \cos\left(\beta_r\right) + M \cdot i_{ra} \cdot \sin\left(\beta_r\right) \cdot w_r\right); \\ \frac{di_{sb}}{dt} = \frac{1}{L_{sb}} \cdot \left(u_{sb} - r_{sb} \cdot i_{sb} - K_r \cdot M \cdot \cos\left(\beta_r\right) - M \cdot i_{ra} \cdot \sin\left(\beta_r\right) \cdot w_r\right); \\ \frac{di_{ra}}{dt} = K_r; \\ \frac{d\beta}{dt} = w_r; \\ \frac{dw_r}{dt} = \frac{p}{J}\left(M_e - M_c - k \cdot w_r\right), \end{cases} \tag{6.22}$$

где i_{sa}, i_{sb}, i_{ra} – токи в обмотках статора и ротора по осям a_s, b_s, a_y, А;

u_{sa}, u_{sb}, u_{ra} – напряжения на обмотках по осям a_s, b_s, a_y, В;

r_{sa}, r_{sb}, r_{ra} – активные сопротивления обмоток по осям a_s, b_s, a_y, Ом;

$L_{sa}, L_{sb}, L_{ra} = L_{r0} + L_{r1} \cdot \cos\left(4 \cdot \beta\right)$ – индуктивности обмоток по осям a_s, b_s, a_y, Гн;

M – взаимная индуктивность, Гн;

β_r – угловое положение ротора;

w_r – угловая скорость, об/мин;

M_c – момент сопротивления, Нм;

M_e – электромагнитный момент, Нм;

J – момент инерции ротора, кгм^2 ;

p – число пар полюсов.

В модели (6.22) используется следующее обозначение:

$$\begin{aligned} K_r &= (L_{sa}\cdot L_{sb}\cdot(L_{r0}+L_{r1}-2\cdot L_{r1}\cdot\sin^2(2\cdot\beta_r))-M^2\cdot L_{sa}+ \\ &+ M^2\cdot\cos^2(\beta_r)\cdot(L_{sa}-L_{sb}))^{-1}\cdot[L_{sa}\cdot L_{sb}\cdot(u_{ra}-r_{ra}\cdot i_{ra})+ \\ &+ 4\cdot L_{r1}\cdot w_r\cdot i_{ra}\cdot L_{sa}\cdot L_{sb}\cdot\sin(4\cdot\beta_r)+ \\ &+ M\cdot\sin(\beta_r)\cdot L_{sa}\cdot(r_{sb}\cdot i_{sb}-u_{sb})+ \\ &+ M\cdot\cos(\beta_r)\cdot L_{sb}\cdot(r_{sa}\cdot i_{sa}-u_{sa})]. \end{aligned} \tag{6.23}$$

Электромагнитный момент определен уравнением:

$$M_e = i_{ra}\cdot(M\cdot i_{sb}\cdot\cos(\beta_r)-M\cdot i_{sa}\cdot\sin(\beta_r)-2\cdot i_{sa}\cdot L_{r1}\cdot\sin(4\cdot\beta_r)). \tag{6.24}$$

Напряжения u_{sa}, u_{sb} на обмотках статора шагового двигателя, как правило, формируют с помощью специальной электронной системы управления, выходные каскады которой строятся по мостовой или полумостовой схемам. Использование электронных схем отражается на переходных процессах в шаговом двигателе. Поэтому в модели (6.23) для каждой обмотки ШЭД необходимо учитывать условия (6.25) (для краткости условия приведены для одной обмотки)

$$\begin{cases} \text{Если } ga(t)=1,\ \text{то } u_{sa}=U;\ r_{sa}=r+2\cdot R_{ON}; \\ \text{Если } ga(t)=0 \text{ и } ga(t-h_u)=1, \text{то} \begin{cases} \text{Если } i_{sa}>0, \\ \text{то } u_{sa}=-(E+2\cdot U_D); \\ r_{sa}=r+2\cdot R_{ON}; \\ \text{Если } i_{sa}\leqslant 0, \\ \text{то } u_{sa}=0;\ r_{sa}=R_{OFF}; \end{cases} \\ \text{Если } ga(t)=-1,\ \text{то } u_{sa}=-U;\ r_{sa}=r+2\cdot R_{ON}; \\ \text{Если } ga(t)=0 \text{ и } ga(t-h_u)=-1,\ \text{то} \begin{cases} \text{Если } i_{sa}<0, \\ \text{то } u_{sa}=E+2\cdot U_D; \\ r_{sa}=r+2\cdot R_{ON}; \\ \text{Если } i_{sa}\geqslant 0, \\ \text{то } u_{sa}=0;\ r_{sa}=R_{OFF}, \end{cases} \end{cases} \tag{6.25}$$

В системе уравнений (6.25) приняты следующие обозначения: $ga(t)=1$ – на обмотке положительный импульс тока; $ga(t)=0$ – обмотка обесточена; $g(t)=-1$ – на обмотке отрицательный импульс тока; h_u – шаг интегрирования;U – напряжение источника электропитания; U_D – прямое падение напряжения на диоде; $R_{ON} << R_{OFF}$ – сопротивления открытого и закрытого транзисторного ключа.

На основе принципиальной схемы ЭПТП (см. рис. 6.7) составлена расчетная схема ЭПТП с пропорциональным модулятором (рис. 6.9).

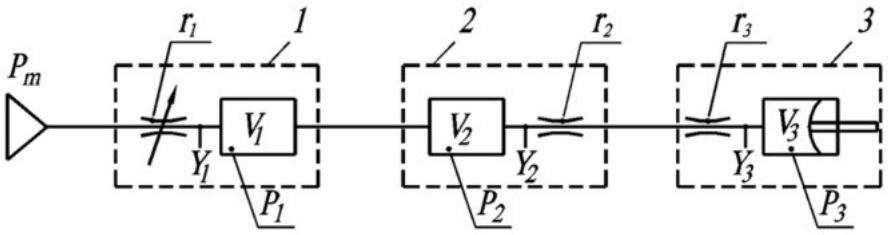


Рис. 6.9. Расчетная схема ЭПТС с пропорциональным модулятором: 1 — пропорциональный модулятор; 2 — соединительный трубопровод; 3 — тормозная камера; V_1 -– объем управляющей полости модулятора, м^3; V_2 — объем полости соединительного трубопровода, м^3; V_3 -– объем тормозной камеры, м^3; p_m — давление в ресивере, МПа; P_1 – давление в управляющей полости модулятора, МПа; P_2 – давление в полости трубопровода, МПа; P_3 -– давление в тормозной камере, МПа

При математическом описании динамики переходного процесса в ЭПТП принят ряд допущений [35]:

– пневматическая цепь рассматривается как система с сосредоточенными параметрами;

– температура воздуха в емкостях принимается одинаковой и постоянной за время переходного процесса;

– давление воздуха в ресивере p_0 не изменяется за время переходного процесса;

– отсутствуют утечки из пневмосистемы.

Динамическая характеристика наполнения звеньев дроссель-емкость (ДЕ) описывается системой дифференциальных уравнений газодинамических функций, которая в общем случае имеет вид [35, 174, 175]:

$$\begin{cases} \frac{dP_1}{dt} = \frac{k\cdot\mu_1\cdot f_1\cdot V_{\text{кр}}\cdot p_m}{V_1}\cdot\frac{A_{11}(p_m-P_1)}{B_{11}\cdot p_m-P_1} - \frac{k\cdot\mu_2\cdot f_2\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_1}{V_1}\cdot\frac{A_{11}(P_1-P_2)}{B_{11}\cdot P_1-P_2} - \\ -\frac{k\cdot\mu_3\cdot f_3\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_2}{V_1}\cdot\frac{A_{11}(P_2-P_3)}{B_{11}\cdot P_2-P_3}; \\ \frac{dP_2}{dt} = \frac{k\cdot\mu_2\cdot f_2\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_1}{V_2}\cdot\frac{A_{11}(P_1-P_2)}{B_{11}\cdot P_1-P_2} - \frac{k\cdot\mu_3\cdot f_3\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_2}{V_2}\cdot\frac{A_{11}(P_2-P_3)}{B_{11}\cdot P_2-P_3}; \\ \frac{dP_3}{dt} = \frac{\mu_3\cdot f_3\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_2\cdot\frac{A_{11}(P_2-P_3)}{B_{11}\cdot P_2-P_3}}{\frac{F^2}{C_{\text{пр}}}\left(1+\frac{1}{k}\right)\cdot P_3+\left(V_0-\frac{F^2}{C_{\text{пр}}}\cdot P_3\right)}; \\ f_1 = \frac{\pi D_{\text{вп}}\cdot(\pi\cdot r_{\text{ш}}\cdot\beta-180^\circ\cdot h_{\text{п}})}{180^\circ}; \\ h_{\text{п}} = \frac{(P_1-P_{\text{нач}})S_{\text{п}}+F_{\text{п}}-F_{\text{тр}}}{C_{\text{пр}}}. \end{cases} \quad (6.26)$$

В уравнении (6.26) обозначено: k – показатель адиабаты; μ_1 – коэффициент расхода пневмосопротивления клапана модулятора; μ_2 – коэффициент расхода пневмосопротивления трубопровода; μ_3 – коэффициенты расхода пневмосопротивления тормозной камеры; f_1 – площадь поперечного сечения клапана модулятора, м^2; f_2 – площадь поперечного сечения трубопровода, м^2; f_3 – площадь поперечного сечения тормозной камеры, м^2; $V_{\text{кр}}$ – критическая скорость, $V_{\text{кр}} = \sqrt{kRT}$; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура воздуха перед дросселем, К; A_{11} и B_{11} – коэффициенты аппроксимации газодинамических функций, $A_{11} = 0,654$, $B_{11} = 1,13$;. F_2 – площадь диафрагмы тормозной камеры; $C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины в тормозной камере, Н/мм; V_0^K – начальный объем тормозной камеры, м^2; $D_{\text{вп}}$ – диаметр впускного клапана, м; $D_{\text{вып}}$ – диаметр выпускного клапана, м; $r_{\text{ш}}$ – радиус шестерни ШЭД, м; $h_{\text{п}}$ – перемещение пневмопоршня, м; $P_{\text{нач}}$ – давление при котором начинает перемещаться пневмопоршень, МПа; $S_{\text{п}}$ – площадь пневмопоршня, м^2; $F_{\text{п}}$ – сила действующая на пневмопоршень, Н; $F_{\text{тр}}$ – сила трения между пневмопоршнем и корпусом, Н.

Динамическая характеристика в случае опорожнения описывается аналогичной системой дифференциальных уравнений газодинамических функций:

$$\begin{cases} \frac{dP_1}{dt} = -\frac{k\cdot\mu_1\cdot f_1\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_1}{V_1}\cdot\frac{A_{11}(P_1-p_0)}{B_{11}\cdot P_1-p_0} + \frac{k\cdot\mu_2\cdot f_2\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_2}{V_1}\cdot\frac{A_{11}(P_2-P_1)}{B_{11}\cdot P_2-P_1} + \\ + \frac{k\cdot\mu_3\cdot f_3\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_3}{V_1}\cdot\frac{A_{11}(P_3-P_2)}{B_{11}\cdot P_3-P_2}; \\ \frac{dP_2}{dt} = \frac{k\cdot\mu_3\cdot f_3\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_3}{V_2}\cdot\frac{A_{11}(P_3-P_2)}{B_{11}\cdot P_3-P_2} - \frac{k\cdot\mu_2\cdot f_2\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_2}{V_2}\cdot\frac{A_{11}(P_2-P_1)}{B_{11}\cdot P_2-P_1}; \\ \frac{dP_3}{dt} = -\frac{\mu_3\cdot f_3\cdot V_{\text{кр}}\cdot P_3\cdot\frac{A_{11}(P_3-P_2)}{B_{11}\cdot P_3-P_2}}{\frac{F^2}{C_{\text{пр}}}\left(1+\frac{1}{k}\right)\cdot P_3+\left(V_0-\frac{F^2}{C_{\text{пр}}}\cdot P_3\right)}; \\ f_1 = \frac{\pi D_{\text{вып}}\cdot(\pi\cdot r_{\text{ш}}\cdot\beta-180^\circ\cdot h_{\text{п}})}{180^\circ}; \\ h_{\text{п}} = \frac{(P_1-P_{\text{нач}})S_{\text{п}}-F_{\text{тр}}}{C_{\text{пр}}}. \end{cases} \tag{6.27}$$

Расчетная динамическая характеристика контура ЭПТП с пропорциональным модулятором представлена на рис. 6.10.

Из рис. 6.10 и 6.11 видно, что в начале движения золотника закрывается выпускной клапан (участок *АБ*, рис. 6.11), при этом давление в приводе остается равным нулю. При открытии впускного клапана (участок *БВ*, рис. 6.11) происходит перемещение только штока *9* (см. рис. 6.3), а на участке *ВГ* происходит совместное перемещение штока *9* и пневмопоршня *15* (см. рис. 6.3).

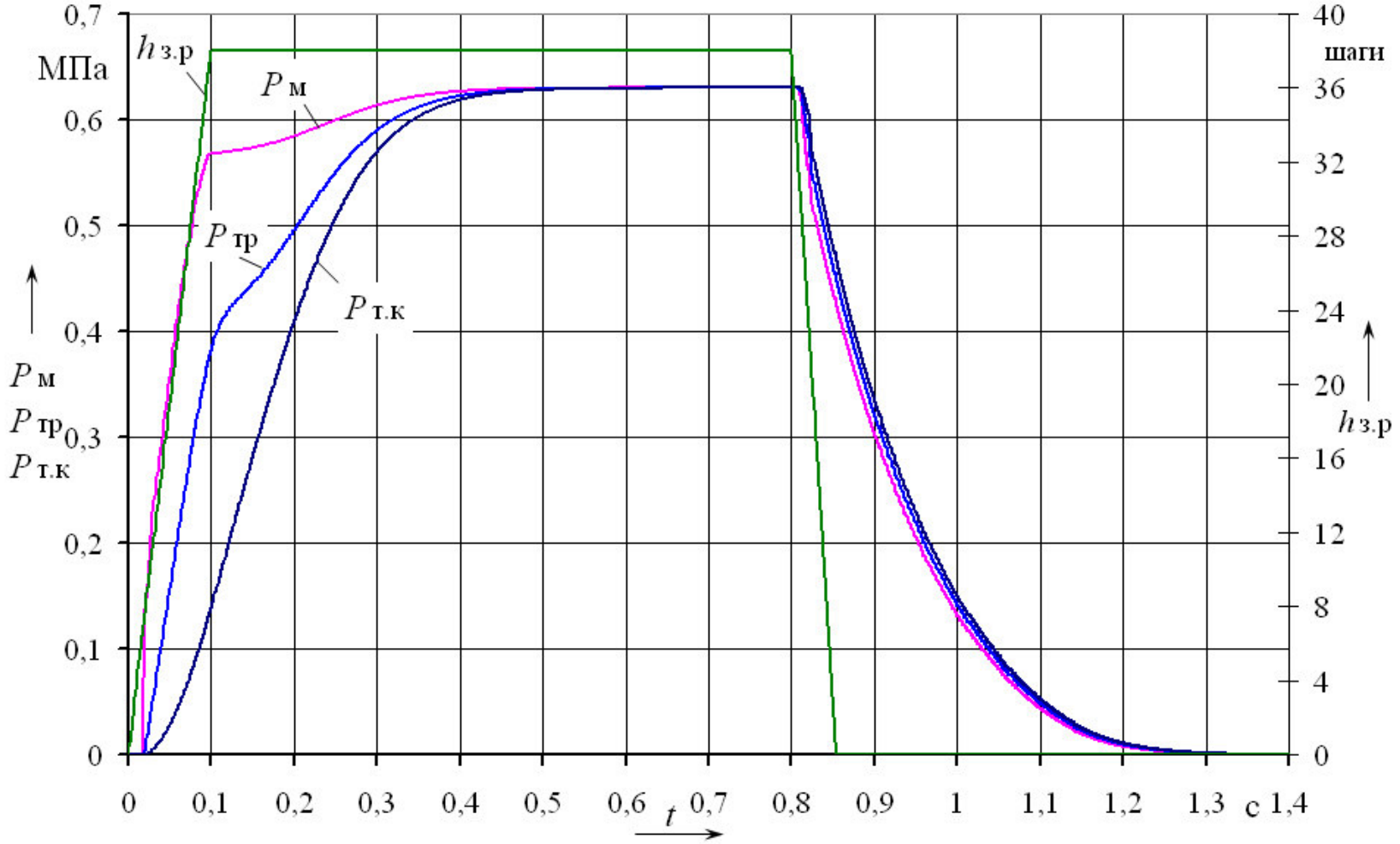


Рис. 6.10. Расчетная динамическая характеристика контура ЭПТП с пропорциональным модулятором: $h_{з.р}$ – перемещение зубчатой рейки; $P_м$ – давление в модуляторе; $P_{тр}$ – давление в трубопроводе; $P_{т.к}$ – давление в тормозной камере; t – время

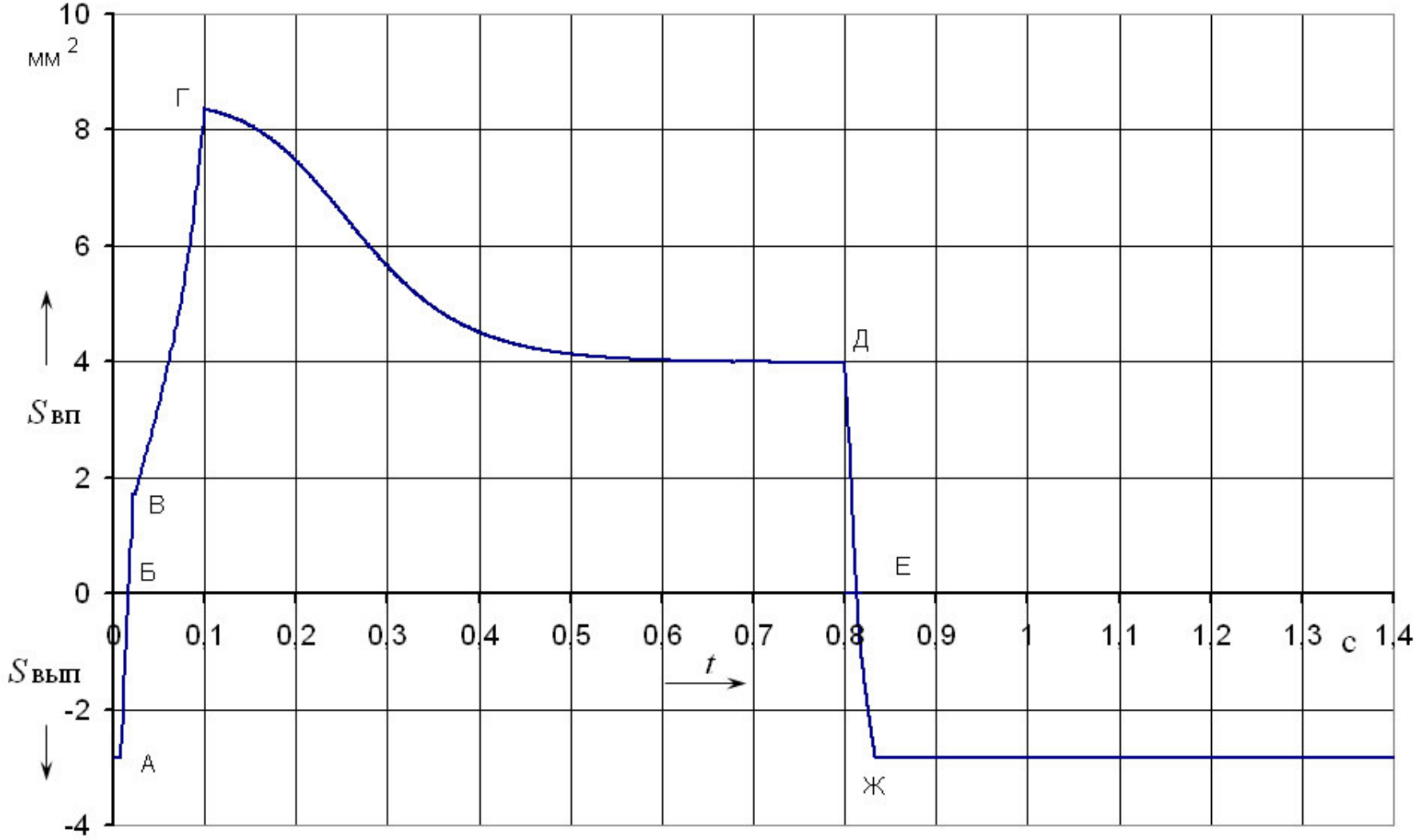


Рис. 6.11. Динамическое изменение проходного сечения клапанов в пропорциональном модуляторе: $S_{вп}$ – изменение площади впускного клапана; $S_{вып}$ — изменение площади выпускного клапана

На участке *ГД* (рис. 6.11) происходит перемещение пневмопоршня 15 (см. рис. 6.3), но полного закрытия впускного клапана не происходит вследствии того, что начальные условия по давлению принимались равными 6,5 МПа и давления воздуха недостаточно для закрытия впускного клапана. При опорожнении тормозной камеры происходит закрытие впускного клапана (участок *ДЕ*, рис. 6.11) и открытие выпускного клапана (участок *ЕЖ*, рис. 6.11), и также как и при наполнении сначала начинает перемещаться шток 9, а затем пневмопоршень 15, но вследствии того, что шток 9 перемещается значительно быстрее, то выпускной клапан почти все время открыт на максимально возможную величину.

Полученные результаты свидетельствуют о возможностях разработанной математической модели при определении параметров пропорционального модулятора на базе ШЭД.

Последующие экспериментальные исследования контура ЭПТС с пропорциональным модулятором (см. раздел 8) позволили оценить адекватность математической модели. Кроме оценки адекватности математической модели, при выполнении экспериментального исследования были получены реальные значения параметров рабочего процесса разработанного контура ЭПТС с пропорциональным модулятором, и выявлено влияние их на рабочий процесс:

– рабочей частоты ШЭД;

– пороговых значений, принимаемых для управления процессом качения колеса при экстренном торможении.

7 ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО МОДУЛЯТОРА С ПРИВОДОМ ОТ ШАГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

7.1 Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора

Для проведения экспериментальных исследований с целью подтверждения теоретических исследований предложена следующая структурная схема контура ЭПТС, представленная на рис. 7.1, которая является одним контуром «перспективной» ЭПТС.

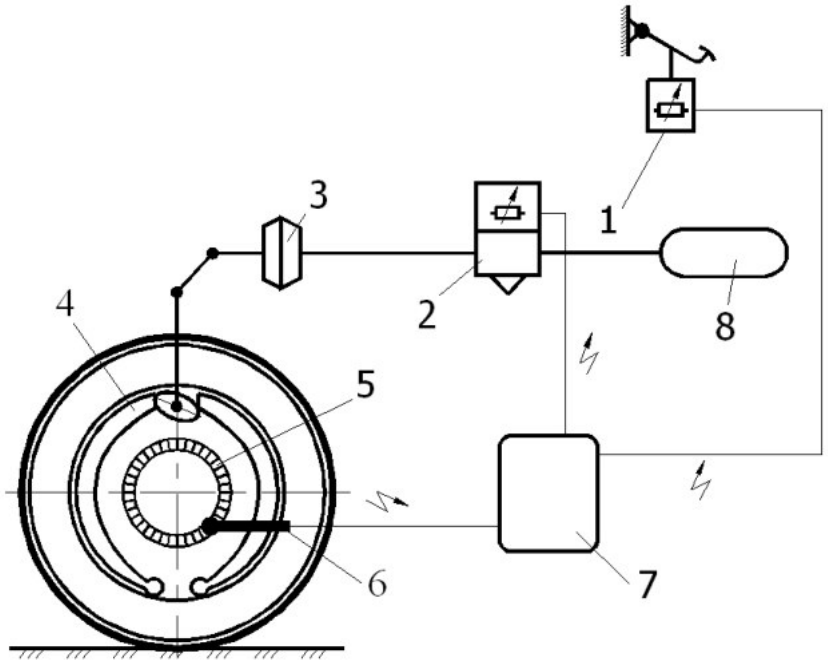


Рис. 7.1. Структурная схема контура ЭПТС: 1 – педаль тормоза с датчиком положения педали; 2 – пропорциональный модулятор со встроенным датчиком положения ЗРЭ; 3 – тормозная камера; 4 – тормозной механизм; 5 – импульсное колесо (индуктор); 6 – датчик угловой скорости; 7 – электронный блок управления; 8 — ресивер

Приведенная структурная схема на рис. 7.1 контура ЭПТС была практически реализована в лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ с использованием большого инерционного стенда.

В качестве органа управления использован модуль педальный модели КДБА.453621.001ТУ [176]. Модуль педальный предназначен для формирования сигналов положения педали акселератора в системе управления семейства дизельных двигателей ГАЗ-560. Модуль педальный не

требует технического обслуживания и регулировок в процессе эксплуатации.

Таблица 7.1

Основные технические характеристики модуля КДБА.453621.001ТУ

Масса модуля, не более	0,6 кг
Максимальное усилие, прикладываемое к педали, не более	50 кгс
Номинальное напряжение питания	5 ± 0,25 В
Функциональная характеристика потенциометра	линейная
Режим работы продолжительный	S1 по ГОСТ 3940
Степень защиты	IP55 по ГОСТ 14254

Модуль педальный содержит два потенциометра. Это необходимо для обеспечения возможности контроля достоверности информации, которую выдает орган управления, и блок управления может обеспечить его диагностику.

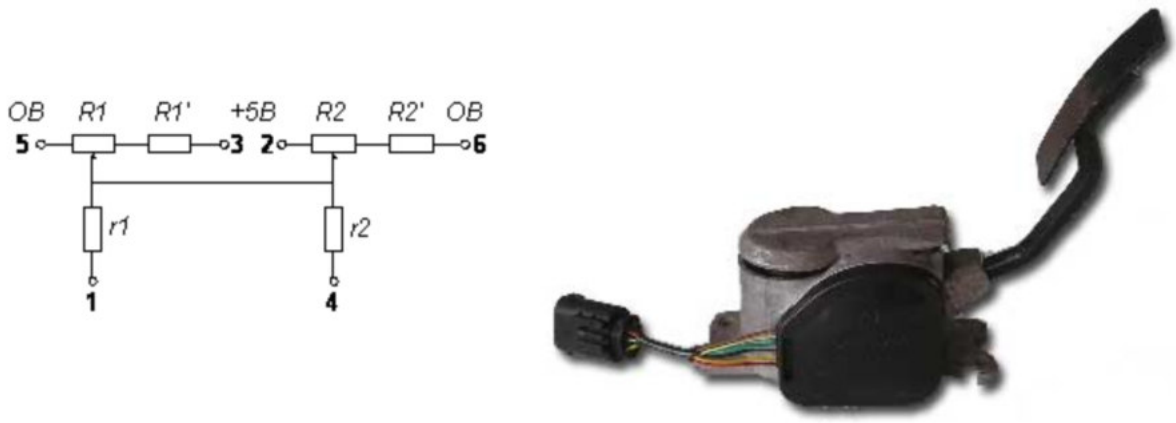


Рис. 7.2. Общий вид модуля педального КДБА.453621.001ТУ и его принципиальная электрическая схема

Ввиду того, что вероятность одновременного выхода из строя двух потенциометров очень мала, один потенциометр обеспечивает диагностику другого. На рис. 7.3 показана функциональная характеристика потенциометра модуля педального КДБА.453621.001ТУ, которая имеет пропорциональность от 0 до 5 В. Это необходимо для обеспечения диагностики модуля педального. Диагностика производится следующим образом. При повороте педали на определённый угол всегда будет соответствие выдаваемых сигналов, но если по какой-либо причине это

соответствие нарушается, то это нарушение фиксируется блоком управления. В зависимости от текущего состояния всей системы управления, в обязательном порядке, водителю подаётся сигнал о неисправности (световой, звуковой). Также возможно блокирование системы пуска двигателя и производится глушение двигателя в случае если транспортное средство ещё не начало движение. Таким образом, обеспечивается высокая устойчивость всей системы управления, что положительно сказывается на её надежности.

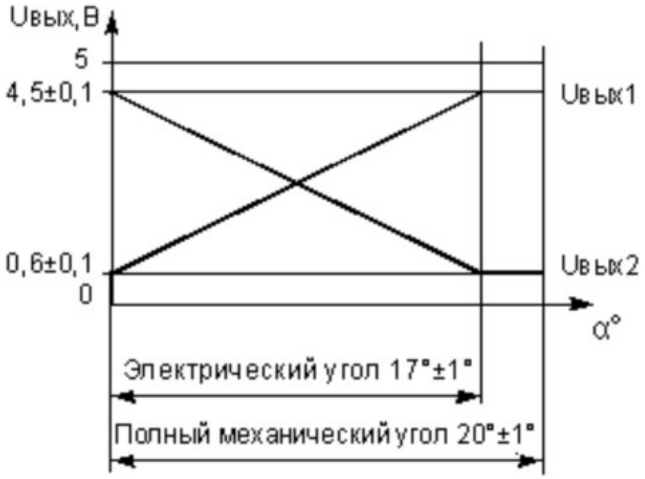


Рис. 7.3. Функциональная характеристика потенциометра модуля педального КДБА.453621.001ТУ

В качестве модулятора использован пропорциональный модулятор собственной разработки [159, 160], представленный на рис. 7.4, 7.5.

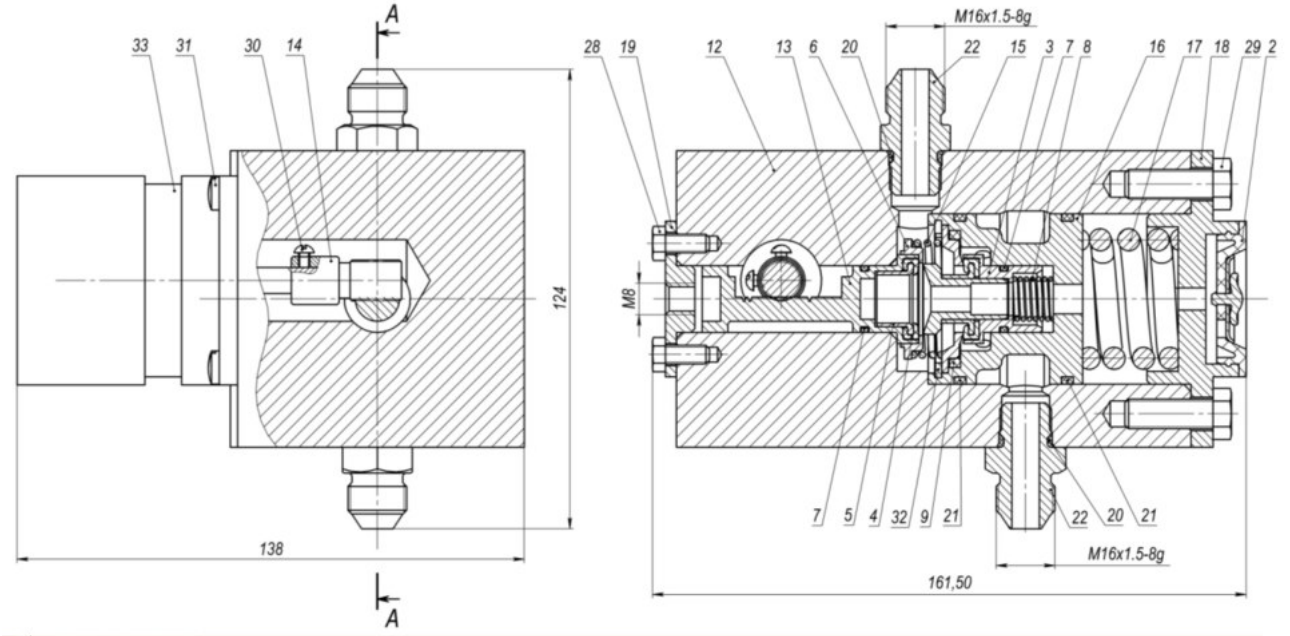


Рис. 7.4. Конструкция макетного образца пропорционального модулятора



Рис. 7.5. Общий вид макетного образца пропорционального модулятора

Принцип действия пропорционального модулятора (рис. 7.4, 7.5) в составе контура ЭПТС поясняется рис. 7.6.

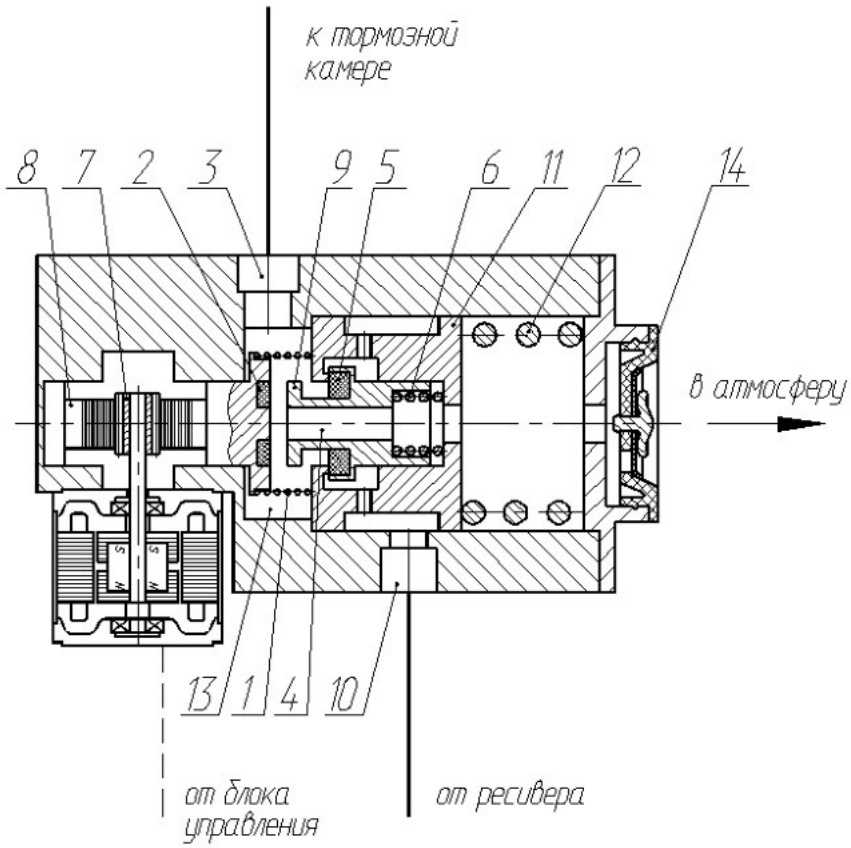


Рис. 7.6. Схема работы контура ЭПТС с пропорциональным модулятором

В исходном состоянии (при обесточенном ШЭД в модуляторе) за счет пружины *1* пневмоклапан *2* открыт, связывая исполнительный орган (тормозную камеру) с атмосферой через выходной канал *3* и осевое отверстие *4* в пневмоклапане *5*. При этом за счет пружины *6* пневмоклапан *5* – закрыт. При нажатии на педаль тормоза от подпедального электрического модуля (датчика положения педали) *1* (см. рис. 7.1) электрический сигнал поступает на электронный блок *7* (см. рис. 7.1), который определяет и передает необходимое число импульсов на ШЭД. В результате происходит перемещение зубчатой рейки *8* вправо, это приводит к посадке пневмоклапана *2* на седло *9*, при этом происходит отсоединение тормозной камеры от атмосферы. Дальнейшее перемещение зубчатой рейки *8* приводит к открытию пневмоклапана *5* и перепуску сжатого воздуха от ресивера через входной канал *10*, пневмоклапан *5*, выходной канал *3* в тормозную камеру.

Таким образом, в начальный момент времени зубчатая рейка *8* и седло *9* перемещаются совместно, при этом за счет пружины *12* пневмопоршень *11* остается неподвижным. Возрастающее давление в полости *13*, равное давлению в тормозной камере приводит к движению пневмопоршня *11*, сжимая пружину *12*.

Угол поворота ротора ШЭД определятся количеством поданных на него управляющих импульсов. Таким образом, при нажатии на педаль на определенную величину подпедальный электрический модуль *1* (датчик положения педали) (см. рис. 7.1) передает определенную величину электрического сигнала электронному блоку управления *7* (рис. 7.1), который рассчитывает количество импульсов, и подаёт на ШЭД, чтобы установить давление воздуха в тормозной камере пропорционально нажатию на педаль тормоза. Отработав необходимые импульсы, поданные от электронного блока управления *7* (см. рис. 7.6), ШЭД останавливается, при этом зубчатая рейка *8* и поршень *9* также останавливаются, а пневмопоршень *11* продолжает движение под действием давления сжатого воздуха до тех пор, пока седло пневмоклапана *5*, выполненное в пневмопоршене *11*, сядет на пневмоклапан *5*, тем самым, перекрывая входной канал *10*, связанный с ресивером сжатого воздуха. Так перемещение запорно-регулирующего устройства (пневмоклапана *2* и пневмоклапана *5*) приводит к установлению давления воздуха в тормозной камере пропорционально нажатию на педаль тормоза, тем самым, обеспечивая повышение качества регулирования процесса торможения ТС, оборудованных электронно-пневматической тормозной системой.

Работа ЭПТС в режиме выполнения функций антиблокировочной системы тормозов транспортного средства состоит в следующем.

При установившемся давлении воздуха в тормозной камере которое пропорционально нажатию на педаль тормоза, пневмоклапаны *2* и *5* закрыты, а пневмопоршень *11* смещен вправо от начального положения на определенное расстояние. В случае возникновения вероятности блокирования колес транспортного средства блок управления *7* (см. рис. 7.6) по датчикам угловой скорости колес *6* (см. рис. 7.6) определяет количество импульсов, которое необходимо подать на ШЭД, чтобы сбросить определенную порцию воздуха из тормозной камеры, тем самым предотвратив блокирование колес. Подача импульсов на ШЭД приводит к перемещению зубчатой рейки *8* влево, что приводит к открытию пневмоклапана *2*, связанного через осевое отверстие *4* с атмосферой. Таким образом, происходит сброс сжатого воздуха из тормозной камеры. Отработав определенное количество импульсов (заданное электронным блоком управления *7* (см. рис. 7.1), ШЭД останавливается. При этом снижение давления в тормозной камере приводит к снижению давления в полости *3*, что, в свою очередь, приводит к снижению силы действующей на пневмопоршень *11*, и как следствие, его перемещением в след за зубчатой рейкой *8* за счет пружины *6* до того момента, пока пневмоклапан *2* закроется, и силы, действующие на пневмопоршень *11* от давления воздуха и пружины *12*, уравновесятся, то есть давление на выходе из модулятора и в исполнительном органе станут одинаковыми. Таким образом, обеспечивается качение колеса без блокирования при торможении, что повышает управляемость и устойчивость в целом транспортного средства.

При отпускании тормозной педали электропитание ШЭД прекращается. Под действием пружины *1* зубчатая рейка с пневмоклапаном *2* возвращаются в исходное положение, при этом происходит открытие отверстия *4*, через которое сжатый воздух из тормозной камеры выходит через выпускное окно *14* в атмосферу.

Контроль над текущим состоянием колеса обеспечивает датчик частоты вращения колеса (ДЧВК) АДЮИ.407111.003МЧ (рис. 7.7).

Технические характеристики датчика:

– режим работы S1 по ГОСТ 3940-84;

– электрическое сопротивление датчика – $(1,3 \pm 0,1)$ кОм;

– диапазон угловых скоростей зубчатого ротора от $0,17$ до 12 об/с при скоростях от 2 до 140 км/ч;

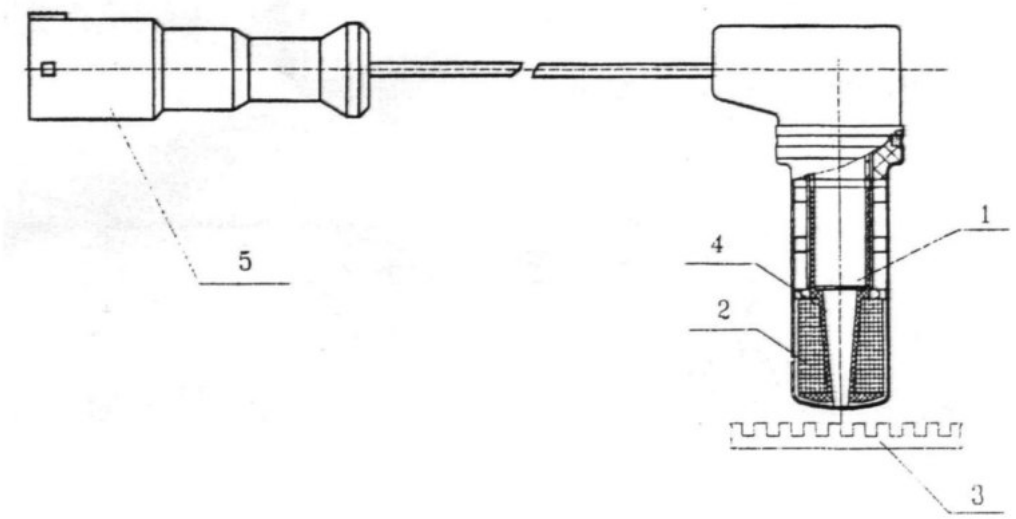


Рис. 7.7. Датчик частоты вращения АДЮИ.407111.003МЧ: 1 – магнит; 2 – обмотка; 3 – зубчатое колесо; 4 – концентратор; 5 – кабель с разъемом

– датчик обеспечивает амплитуду выходного сигнала при угловой скорости ротора $0,17$ об/с, сопротивлении нагрузки 1 МОм и воздушном зазоре между торцом датчика и зубцом ротора $(0,7 \pm 0,01)$ мм не меньше $0,35$ В. При зазоре до 1 мм уменьшение амплитуды не составляет больше 30 % от амплитуды при зазоре $0,7$ мм;

– рабочий зазор между датчиком и ротором от $0,5$ до $1,2$ мм;

– диапазон рабочих температур от минус 40 °С до плюс 125 °С.

Совместно с датчиком частоты вращения было использованное зубчатое колесо (см. табл. 7.2), разработанное по методике предложенной фирмой KNORR-BREMSE [119].

Управление контуром ЭПТС обеспечивает электронный блок управления, общий вид которого представлен на рис. 7.8, 7.9.

Блок управления (рис. 7.8) состоит из следующих модулей:

– формирователя импульсов от индуктивного датчика «АДЮИ»;

– усилителя сигнала датчика «КДБА»;

– аналого-цифрового преобразователя «АЦП»;

– модуля управления шаговым электродвигателем;

– модуля USB.

Формирователи импульсов от датчика «АДЮИ» предназначены для преобразования сигнала от индуктивного датчика, который установлен на зубчатый диск колеса в сигнал прямоугольной формы с цифровыми уровнями для последующей выдачи их на микроконтроллер.

Таблица 7.2

Характеристики зубчатого колеса

Обоз.	Наименование	Номинальный размер	Допустимые отклонения
z	Число зубьев	100	–
t	Шаг	9	–
t_P	Погрешность шага	3,6	±5'
T_P	Суммарная погрешность шага	3,6	±5'
c/t	Отношение воздушного зазора к шагу	0,5	–
h	Высота зуба	3 мм	±0,2 мм
c	Воздушный зазор	4,5 мм	±0,1 мм
b	Ширина колеса	12 мм	±0,2 мм
α	Угол зацепления	0°	±0,1°
R_A	Радиус вершины зуба	286 мм	±0,05 мм
R_C	Радиус основания зуба	280 мм	±0,05 мм
	Форма зуба	прямоугольная	–
a	Радиальное биение	< 0,1 мм	–



Рис. 7.8. Общий вид электронного блока управления

Усилитель сигнала датчика «КДБА» предназначен для усиления сигнала подаваемого от датчика КДБА до требуемой величины ($0 \div 2,5$ В), и подачи его на аналого-цифровой преобразователь.

АЦП – 12-разрядный аналого-цифровой преобразователь, предназначен для преобразования аналогового сигнала в цифровой код.

Модуль управления шаговым двигателем (ШД) предназначен для выдачи управляющих импульсов на обмотки ШД.

Модуль USB предназначен для приема и передачи данных от микроконтроллера в персональный компьютер (ПК).

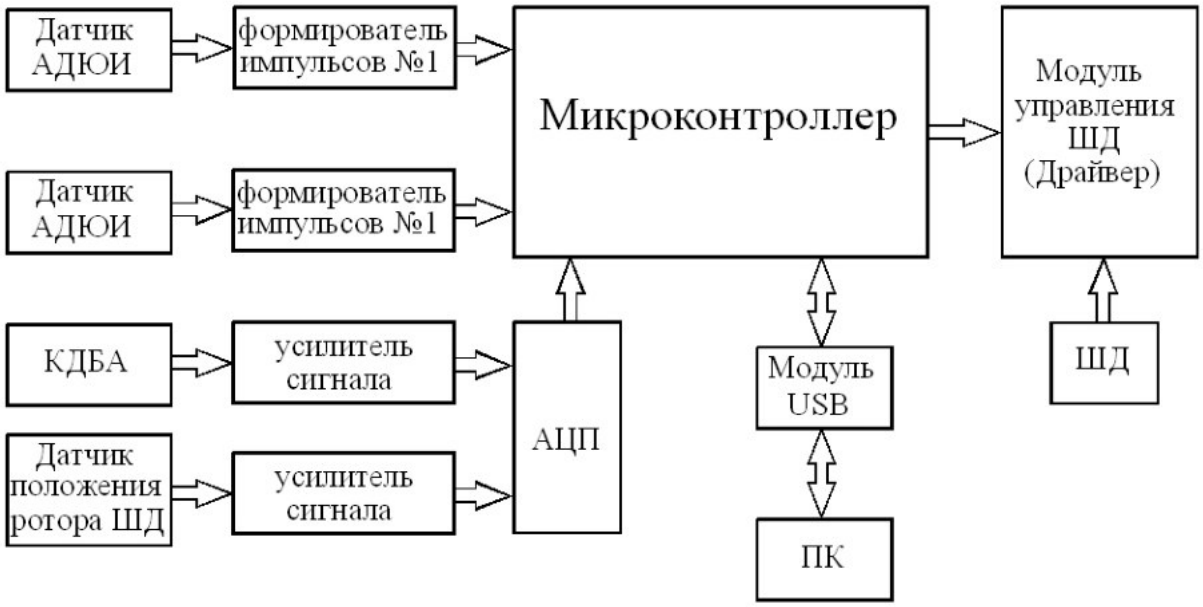


Рис. 7.9. Структурная схема блока управления контуром ЭПТС:
1 – разъём для ШЭД; 2 – разъём для подключения ПК;
3 – разъём для подключения датчиков и питания

Микроконтроллер предназначен для реализации алгоритма управления. Микроконтроллер состоит из арифметико-логического устройства (АЛУ), оперативной памяти (ОЗУ), постоянной памяти (ПЗУ), двух программных 16-разрядных таймеров, устройства связи с модулем USB. Законы и алгоритмы работы микроконтроллера располагаются в ПЗУ, также в ПЗУ находятся настроечные коэффициенты и константы. Данные о временах срабатывания датчиков «АДЮИ», код АЦП (значение датчика КДБА) расположены в ОЗУ.

7.2 Выбор шагового электродвигателя и его параметров

Шаговый электродвигатель – это электромеханическое устройство, которое преобразует электрические импульсы в дискретные механические перемещения [161, 167, 168, 177]. Шаговые двигатели обладают некоторыми уникальными свойствами, что делает порой их исключительно удобными для применения или даже незаменимыми.

К преимуществам шаговых двигателей можно отнести:

– угол поворота ротора определяется числом импульсов, которые поданы на двигатель;

– двигатель обеспечивает полный момент в режиме остановки (если

обмотки запитаны);

– прецизионное позиционирование и повторяемость. Современные ШЭД имеют точность $3-5$ % от величины шага. Эта ошибка не накапливается от шага к шагу;

– возможность быстрого старта/остановки/реверсирования;

– высокая надежность, связанная с отсутствием щеток, срок службы ШЭД фактически определяется сроком службы подшипников;

– однозначная зависимость положения от входных импульсов обеспечивает позиционирование без обратной связи;

– возможность получения очень низких скоростей вращения для нагрузки, присоединенной непосредственно к валу двигателя без промежуточного редуктора;

– может быть перекрыт довольно большой диапазон скоростей, скорость пропорциональна частоте входных импульсов.

Недостатки ШЭД:

– ШЭД присуще явление резонанса;

– возможна потеря контроля положения ввиду работы без обратной связи;

– потребление энергии не уменьшается даже без нагрузки;

– затруднена работа на высоких скоростях;

– невысокая удельная мощность;

– относительно сложная схема управления;

– высокая цена.

Существуют три основных типа ШЭД:

– двигатели с переменным магнитным сопротивлением;

– двигатели с постоянными магнитами;

–гибридные двигатели.

В настоящий момент большинство ШЭД являются гибридными. Гибридные ШЭД (рис. 7.10) более дорогие, зато они обеспечивают меньшую величину шага, больший момент и большую скорость. Типичное число шагов на оборот для гибридных ШЭД составляет от 100 до 400 (угол шага $3,6-0,9$ град.). Гибридные электродвигатели сочетают в себе лучшие качества двигателей с переменным магнитным сопротивлением и двигателей с постоянными магнитами.

Ротор разделен на две части, между которыми расположен цилиндрический постоянный магнит. Таким образом, зубцы верхней половинки ротора являются северными полюсами, а зубцы нижней половинки – южными. Кроме того, верхняя и нижняя половинки ротора повернуты

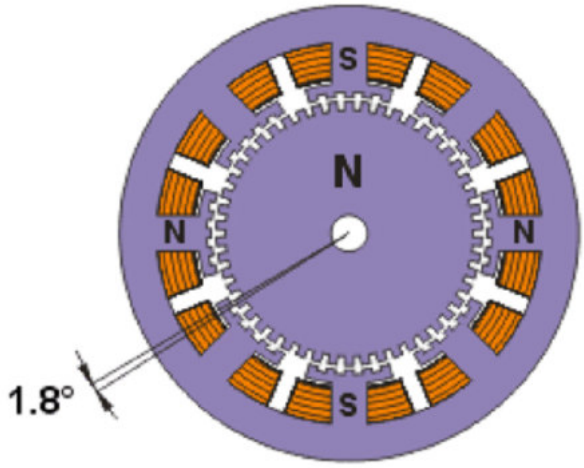


Рис. 7.10. Схема гибридного шагового электродвигателя

относительно друг друга на половину угла шага зубцов. Число пар полюсов ротора равно количеству зубцов на одной из его половинок. Зубчатые полюсные наконечники ротора, как и статор, набраны из отдельных пластин для уменьшения потерь на вихревые токи. Статор гибридного двигателя также имеет зубцы, обеспечивая большое количество эквивалентных полюсов, в отличие от основных полюсов, на которых расположены обмотки. Обычно используются 4 основных полюса для $3,6$ град. двигателей и 8 основных полюсов для $1,8$ и $0,9$ град. двигателей. Зубцы ротора делают возможным меньшее сопротивление магнитной цепи в определенных положениях ротора, что улучшает статический и динамический момент. Это обеспечивается соответствующим расположением зубцов, когда часть зубцов ротора находится строго напротив зубцов статора, а часть между ними.

В зависимости от конфигурации обмоток гибридные шаговые двигатели делятся на биполярные, униполярные и универсальные (рис. 7.11).

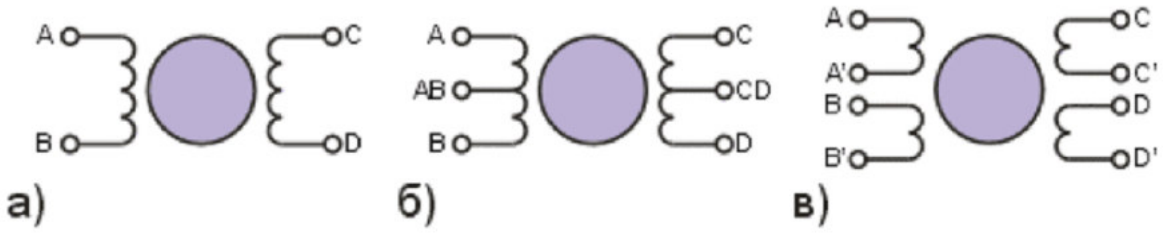


Рис. 7.11. Конфигурации гибридных шаговых электродвигателей: биполярный двигатель (а), униполярный (б) и универсальный (в)

В униполярном двигателе в каждый момент времени используется лишь половина обмоток. Другая половина просто занимает место в окне

сердечника, что вынуждает делать обмотки проводом меньшего диаметра. В то же время в биполярном двигателе всегда работают все обмотки, т.е. их использование оптимально. В таком электродвигателе сечение отдельных обмоток вдвое больше, а омическое сопротивление – соответственно вдвое меньше. Это позволяет увеличить ток в корень из двух раз при тех же потерях, что дает выигрыш в моменте примерно 40 % при одних и тех же размерах.

Поведение момента при увеличении частоты коммутации фаз примерно таково: начиная с некоторой частоты момент монотонно падает. Обычно для шагового электродвигателя приводятся две кривые зависимости момента от скорости (рис. 7.12).



Рис. 7.12. Зависимость момента от скорости шагового электродвигателя

Внутренняя кривая (кривая старта, или pull-in curve) показывает, при каком максимальном моменте трения для данной скорости шаговый двигатель способен тронуться. Эта кривая пересекает ось скоростей в точке, называемой максимальной частотой старта или частотой приемистости. Она определяет максимальную скорость, на которой ненагруженный двигатель может тронуться. На практике эта величина лежит в пределах $1000 - 1500$ полных шагов в секунду. Инерционность нагрузки сильно влияет на вид внутренней кривой. Большая инерционность соответствует меньшей области под кривой. Эта область называется областью старта. Внешняя кривая (кривая разгона, или pull-out curve) показывает, при каком макси-мальном моменте трения для данной скорости

шаговый двигатель способен поддерживать вращение без пропуска шагов. Эта кривая пересекает ось скоростей в точке, называемой максимальной частотой разгона. Она показывает максимальную скорость для данного двигателя без нагрузки, обычно $2000 - 5000$ полных шагов в секунду. При измерении максимальной скорости нужно иметь в виду, что из-за явления резонанса момент равен нулю еще и на резонансной частоте. Область, которая лежит между кривыми, называется областью разгона. Нужно отметить, что схема драйвера в значительной степени влияет на характер изменения кривой «момент – скорость».

Из вышесказанного следует, что для уменьшения потребления энергии, габаритов и массы ШЭД необходимо в конструкции пропорционального модулятора использовать гибридный ШЭД, по конфигурации обмоток – биполярный. При создании опытного образца пропорционального модулятора был использован шаговый электродвигатель, имеющий следующую характеристику [178]:

Наименование двигателя ..... Fulling motor FL57STH76-2804B;
Тип ..... гибридный, четырехфазный, универсальный;
Напряжение фазы, В ..... $4,17$;
Ток фазы, А ..... $2,8$;
Сопротивление фазы, Ом ..... $1,5$;
Индуктивность фазы, мГн ..... $6,8$;
Напряжение питания, В 12;
Погрешность, % 5;
Масса электродвигателя, кг ..... $1,4$;
Момент на валу электродвигателя, кг·см ..... $31,0$;

7.3 Выбор и обоснование алгоритма управления

Алгоритм управления оказывает существенное влияние на работу любой системы управления. Алгоритм – преемственная последовательность действий, выполнение которой позволяет достичь определённых целей. Также алгоритмом называется описание такой последовательности действий. Но для любой системы управления, в том числе и тормозной системы, более важным является вопрос управления данной системой, а алгоритм – это часть процесса управления. Поэтому только правильная организация процесса управления может обеспечить высокое качество процесса торможения. Общие вопросы управления описаны в работах [32, 179–187].

Известно несколько определений понятия «Управление». Инженерное (прикладное) определение этого понятия: управление – это процесс преобразования информации о состоянии системы в определённые целенаправленные действия, переводящие управляемую систему из исходного в заданное состояние [181].

Общее определение: управление есть целеобусловленное, целеподчинённое субъектно-объектное взаимодействие, в результате которого достигается в той или иной степени цель субъекта [182]. Или, проще говоря: управление – такая организация того или иного процесса, которая обеспечивает достижение определенной цели. Таким образом, главным в процессе управления является цель. Цель – это желаемый мысленный конечный результат. Если есть цель, то начинается управление, нет цели – не может быть и управления. Цель – первична, она – основополагающая всего процесса управления [182]. В нашем случае целью управления является качение колеса при торможении с высокой эффективностью в различных скоростных, нагрузочных и сцепных условиях без блокирования.

Можно выделить несколько аспектов, касающихся процесса управления, при невыполнении которых не возможно обеспечить управление субъёктом управления:

– управлять, возможно, только объективно существующими объектами управления [137];

– объекты, не обладающие устойчивостью в смысле предсказуемости в достаточной для этого мере, в принципе не поддаются управлению и не могут быть введены в режим самоуправления [137, 183].

Управление реальными системами носит многошаговый характер, когда к достигнутой цели приходят не за один, а за несколько шагов, последовательно корректируя действия с учётом достигнутых результатов.

Одна из типичных ошибок управления на разных уровнях – это попытка достичь цели за один ход, что для многих, а особенно больших систем является просто нереальным по следующим причинам:

– мы не располагаем, как правило, всей информацией о состоянии системы, объекта управления и действующих на них факторов;

– реализация решения происходит во времени, иногда значительном, при этом ряд факторов, действующих в системе и на систему, изменяются;

– системы инерционны, для изменения их состояния требуется время;

– главный действующий субъект управления – человек [181].

При управлении любой системой может быть решено только две задачи [137]:

– задача управления – это когда мы хотим управлять объектом сами с определенной целью;

– задача самоуправления – это когда мы хотим, чтобы объект самоуправлялся без нашего вмешательства, в необходимом нам режиме.

Применительно к тормозной системе первая задача управления решается при служебных торможениях, когда человек (субъект управления) осуществляет процесс управления по своему субъективному мнению, устанавливая замедление транспортного средства. Вторая задача управления решается при экстренных торможениях, когда человек не способен эффективно управлять процессом торможения, тогда тормозная система должна обеспечить эффективное управление процессом торможения в режиме самоуправления. Поэтому блок управления ЭПТС должен иметь несколько алгоритмов управления колесами (объектом управления) при торможении в различных ситуациях. Как минимум, количество алгоритмов должно совпадать с количеством заложенных функций. В связи с этим возникает необходимость выбора нужного алгоритма в данный момент времени. За выбор алгоритма управления отвечает закон управления. Из вышесказанного следует, что схема управления электронно-пневматической тормозной системой должна иметь следующий вид (рис. 7.13).

Исходя из этой схемы, при создании системы управления вытекает постановка двух задач:

– выбор закона управления;

– выбор алгоритма управления для каждой функции ЭПТС (ЭУПП, ЭРТС, АБС, СКУ, СДУ, АРС, ПБС).

В настоящее время можно выделить несколько критериев, по которым будет работать закон управления:

– темп приведения тормозной педали в действие;

– замедление или относительное изменение скорости колеса;

– боковые ускорения АТС;

– информация об окружающей обстановке (различные радары, которые определяют обстановку вокруг транспортного средства, например, функция АРС).

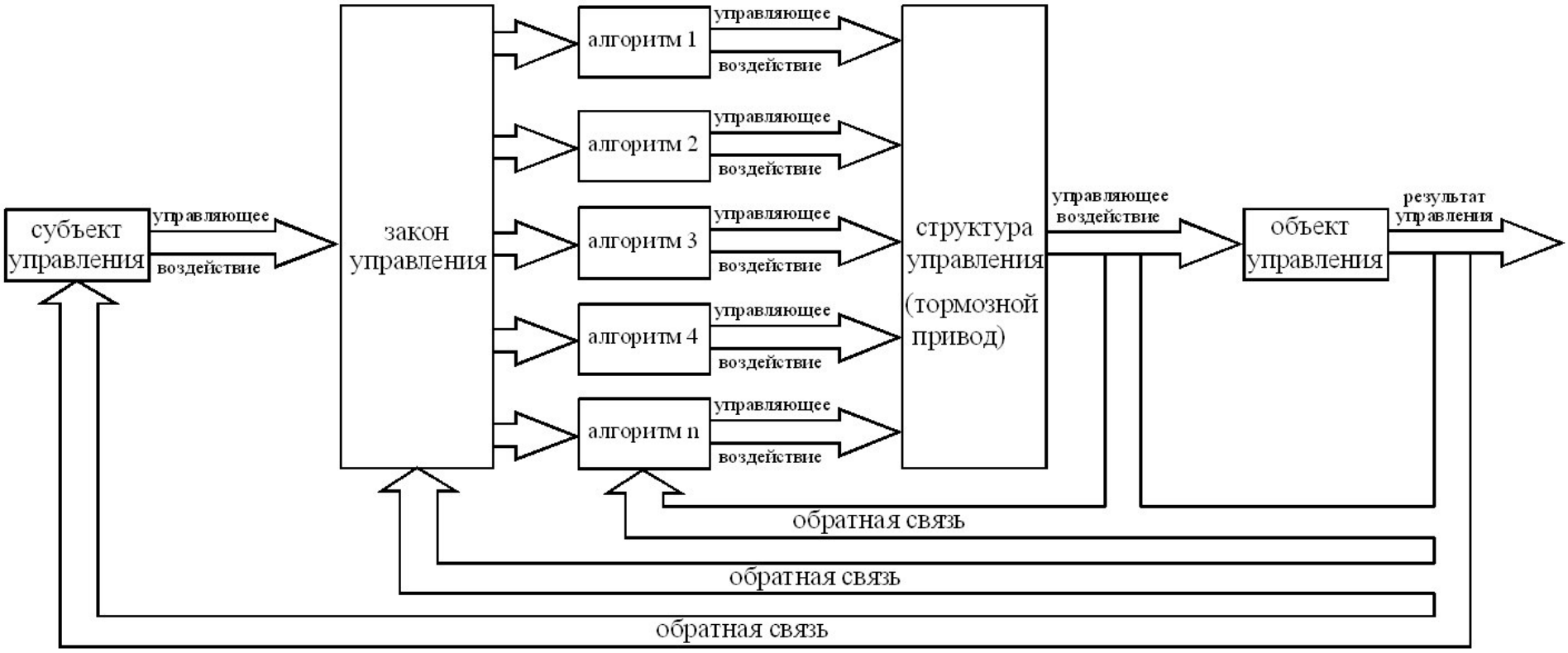


Рис. 7.13. Общая схема управления электронно-пневматической тормозной системой

Общеизвестно, управляющее воздействие водителя, можно разделить на два режима: служебное и экстренное торможение, по темпу приведения педали тормоза в действие. Если темп приведения педали тормоза в действие длительнее чем $0,2$ с, тогда это служебное торможение [3, 66]. В этом случае необходимо организовать пропорциональное следящее действие подобно стандартной рабочей тормозной системе. В другом случае, если темп приведения педали тормоза в действие равен или быстрее чем $0,2$ с – экстренное торможение. Тормозная система должна войти в режим самоуправления и обеспечить эффективное торможение, руководствуясь, замедлением или относительным изменением скорости колеса.

Третий и четвертый критерии закона управления предназначены для распознавания аварийной ситуации, когда водителем была неправильно оценена окружающая обстановка и может возникнуть вероятность разворота, опрокидывания или столкновение транспортного средства с каким либо препятствием.

Для обеспечения устойчивости работы алгоритма, применительно к каждому из отдельных алгоритмов, а также закона управления, наиболее рационально использовать тип алгоритма с защитой памяти от накопления недостоверной информации. Из работы [137] известно три типа алгоритма: программный, алгоритм на основе включения потока текущей информации в память, алгоритм с защитой памяти от накопления недостоверной информации. Третий тип алгоритма обладает наивысшей помехоустойчивостью как по отношению к высокочастотным шумам среды, так и собственным шумам системы (рис. 7.14) [137].

Это достигается за счет использования алгоритма-сторожа, который позволяет перед загрузкой в память входного потока информации выявлять недостоверную и сомнительную информацию (различные виды ошибок, сбоев, которые могут возникнуть при воздействии различных факторов на датчики) для того, чтобы выработка управленческого решения исходила бы только на основе информации, признанной достоверной. В качестве входной информации, в нашем случае, выступает текущее значение: времени прохождения двух зубьев кодового колеса мимо датчика [175], положение педали тормоза. Использование алгоритма-сторожа очень важный момент, т.к. ошибочный сигнал с датчика может привести к выдаче ошибочного управленческого решения и соответственно это может привести к неправильным действиям системы в целом или в общем случае привести к снижению качества управления.

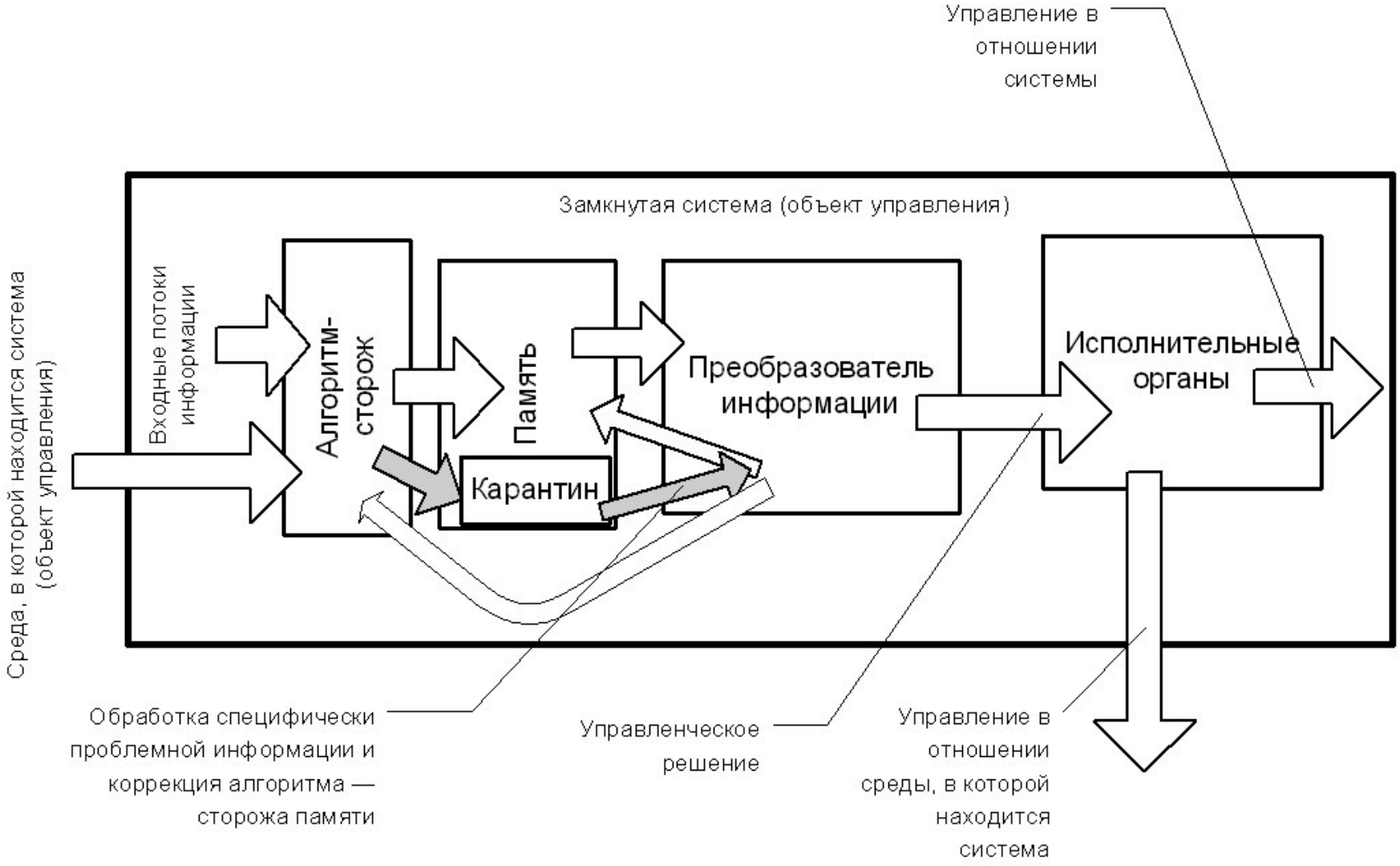


Рис. 7.14. Принципиальная схема алгоритма с защитой памяти от накопления недостоверной информации

В следствии быстроты протекания процесса блокирования колеса необходимо, чтобы при каждом прохождении зуба кодового колеса мимо датчика скорости была известна текущая скорость колеса для того, чтобы вовремя среагировать на стремление колеса заблокироваться. При возникновении ошибки регистрации скорости, если просто показывать предыдущую мгновенную скорость колеса, то это может приводить к задержкам принятия управленческого решения на растормаживание или затормаживание колеса, что в свою очередь приведет к снижению качества процесса торможения и потере эффективности. Не учитывая этого аспекта, большинство исследователей и разработчиков АБС для повышения качества процесса торможения стремятся повысить быстродействие модуляторов, компенсируя задержку при определении текущего мгновенного значения скорости колеса. Таким образом, для обеспечения высокого качества процесса торможения необходимо чтобы при каждом прохождении зуба кодового колеса мимо датчика скорости было установлено значение скорости колеса, даже если датчик выдал ошибку. Поэтому особое внимание следует обратить на разработку алгоритма-сторожа.

В виду отсутствия описания подобных алгоритмов применительно к определению текущего значения скорости колеса, был разработан алгоритм-сторож, который работает следующим образом. Каждый раз при получении нового значения скорости колеса оно сравнивается с предыдущим и его величина не должна отличаться от предыдущего не более чем на 30 % (величина подобрана экспериментальным путём), т.е. проверяется следующее условие:

$$t_{i-1} - t_i \leq t_{i-1} + 0,3 \cdot t_{i-1}, \tag{7.1}$$

где: t_{i-1} – значение предыдущего сигнала,

t_i – значение текущего сигнала.

После проверки условия в память заноситься знак разницы двух времён, отрицательный знак означает, что колесо затормаживалось, положительный – колесо разгонялось. Если условие (7.1) выполняется, то зафиксированное значение скорости колеса записывается в память без изменений. В случае если условие (7.1) не выполняется, тогда в память заноситься значение скорости, рассчитанное по формуле:

$$t_i^{'} = t_{i-1} + 0,3 \cdot t_{i-1}. \tag{7.2}$$

При этом знак величины скорости используется как в предыдущем измерении.

В памяти заложены законы и алгоритмы управления, которые блок преобразователя информации использует для выработки управленческих решений. Также память обеспечивает накопление ошибок и заносит их в карантин, по количеству ошибок за один процесс торможения может производиться диагностика системы управления в целом, так и выявление причины сбоя. В случае если количество ошибок превысит заданный параметр, должно быть осуществлено информирование водителя о возможной неисправности в системе.

7.3.1 Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения служебного торможения

Основная идея реализации пропорциональности между положением педали тормоза и давления сжатого воздуха в тормозной камере, заложенная в конструкции пропорционального модулятора, заключается в том, что каждое положение педали соответствует определенному положению вала ШЭД. При нажатии на педаль тормоза блок управления должен распознавать (определять) 31 положение педали, исходя из выбранных параметров пропорционального модулятора и его расчетной статической характеристике (рис. 7.6).

Запорно-регулирующий элемент пропорционального модулятора может занимать 38 положений, из них 8 необходимо для закрытия выпускного клапана. Поэтому первое положение педали соответствует положение ротора ШЭД равному 8 шагов, это обеспечит быстрое закрытие выпускного клапана модулятора, а также обеспечит минимальный свободный ход педали тормоза. Второе положение педали соответствует положение ротора ШЭД равному 9 шагов, третье положение педали – 10 шагам, и т.д.

Таким образом, положение ротора ШЭД при прямом ходе рассчитывается по зависимости:

$$П_{ШД} = П_{П} + 8, \tag{7.3}$$

где $П_{ШД}$ – необходимое положение ротора ШЭД;

$П_{П}$ – текущее положение педали.

При отпускании педали тормоза ротор ШЭД должен двигаться в обратном направлении, при этом положение ротора ШЭД рассчитывается по зависимости:

$$П_{ШД} = П_{П}. \quad (7.4)$$

Также возможно задание соответствия положения педали положению ротора ШЭД табличным способом.

Таблица 7.3

Способ задания соответствия положения педали положению ротора ШЭД

Сигнал с датчика	0	1	2	3	4	…	29	30	31
Количество шагов ШЭД	0	8	1	1	1	1	1	1	1
Суммарное количество шагов	0	8	9	10	11	…	36	37	38

При использовании такого алгоритма расчетная статическая характеристика контура ЭПТС будет имеет вид (рис. 7.15).

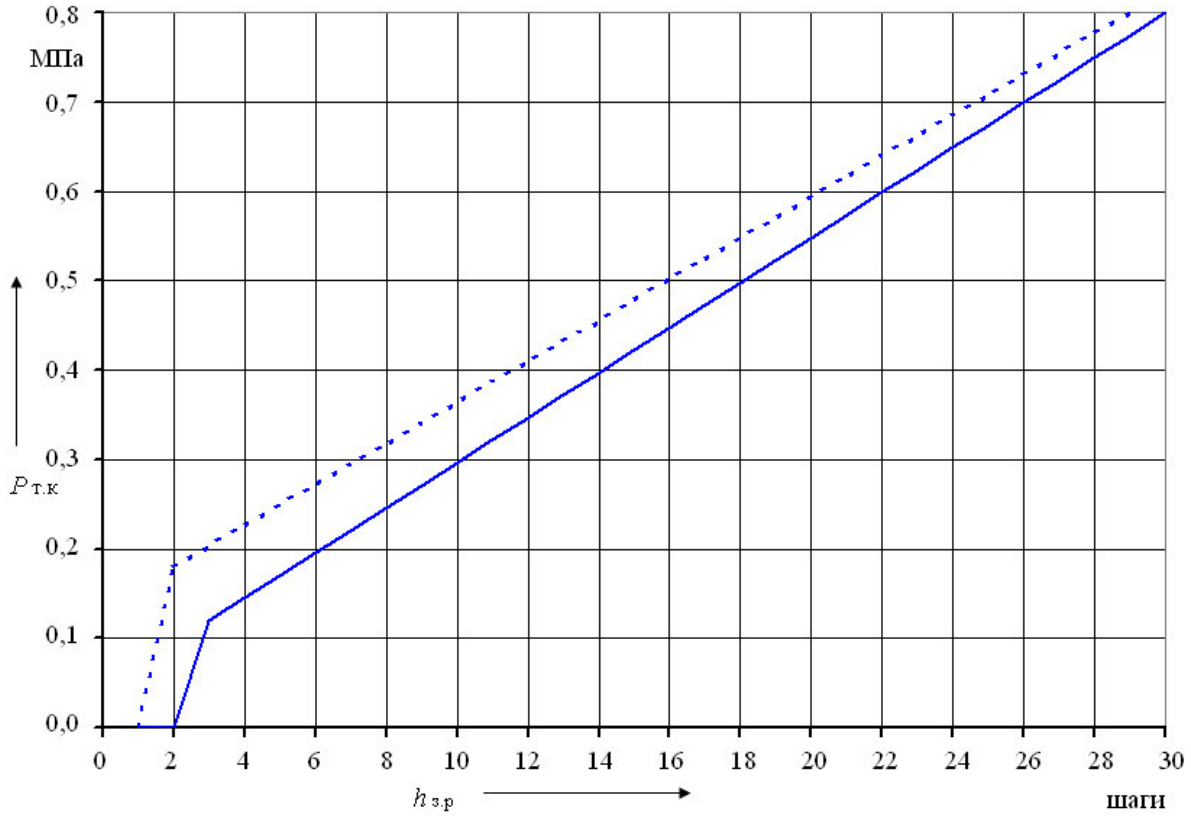


Рис. 7.15. Теоретическая статическая характеристика разработанного контура ЭПТС: ——— затормаживание; - - - - - - растормаживание

Из расчетной статической характеристики контура ЭПТС можно сделать вывод, что данный контур обладает высоким качеством следящего

действия. Значение давления $0,12$МПа при первом положении педали позволяет преодолеть гистерезис тормозного механизма и это начальное давлении можно уменьшить путем снижения усилия предварительного сжатия пружины 17 (рис. 7.4).

Также, возможно, используя предложенный алгоритм, улучшить статическую характеристику контура в сторону уменьшения гистерезиса. Для этого необходимо в алгоритме сместить обратную ветвь статической характеристики, на величину гистерезиса пропорционального модулятора, который составляет два положения ротора ШЭД. Тогда, на обратной ветви статической характеристики положение ротора ШЭД будет рассчитывается по зависимости:

$$П_{ШД} = П_{П} - 1, \tag{7.5}$$

В результате расчетная статическая характеристика контура ЭПТС примет вид (рис. 7.16).

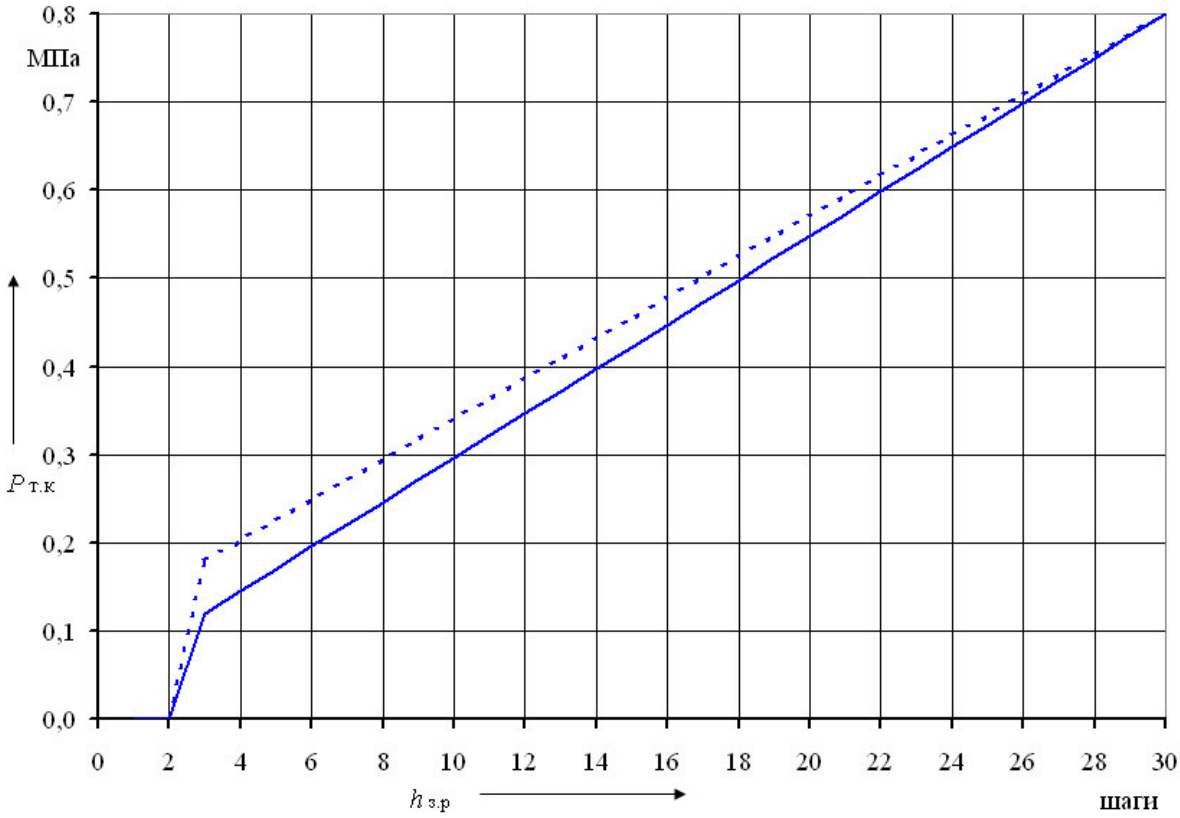


Рис. 7.16. Теоретическая статическая характеристика разработанного контура ЭПТС с уменьшенным гистерезисом: ———— затормаживание; - - - - - - растормаживание

Еще одним из возможных алгоритмов управления ЭПТС, при служебном торможении, может быть алгоритм, реализованный в современных

ЭПТС фирмы WABCO. Идея такого алгоритма заключается в том, что положению педали тормоза соответствует определенное значение замедление колеса. Таким образом, величина замедления транспортного средства почти всегда будет одинаковой, вне зависимости от степени загрузки или если тормозные колодки влажные, то блок управления ЭПТС увеличит давление до тех пор, пока не будет достигнуто требуемое замедление колес. Это позволяет при следящем действии сразу выполнить функцию распределения тормозных сил и реализовать подобие идеальной статической характеристики т.к. положению педали тормоза соответствует определенное значение замедление колеса, как при нажатии, так и при отпускании педали.

Однако данный алгоритм имеет некоторые недостатки. В виду инерционности системы, неизбежно, система управления будет поддерживать заданное значение замедления в некотором коридоре, а значит, весь процесс служебного торможения будет колебательным подобно работе антиблокировочной системы. Это может привести к снижению комфортабельности перевозки пассажиров. Также такой алгоритм управления для служебного торможения приведет к тому, что тормозная система все время будет работать в режиме самоуправления. Хотя транспортным средством должен (обязан) управлять человек. В таком случае у человека может появиться иллюзия управления тормозом, и как следствие у человека могут в процессе управления таким транспортным средством будут выработаны ложные стереотипы. И как следствие вероятность переоценки своих возможностей человеком значительно повышается и при этом повышается вероятность ДТП.

Из выше изложенного вытекает, что наиболее рациональным алгоритмом управления является второй, который обеспечивает следящее действие по статической характеристике с меньшим гистерезисом.

7.3.2 Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения антиблокировочной функции

При служебном торможении может возникнуть ситуация при которой колеса могут заблокироваться, что приведет к потере управляемости, устойчивости и увеличению тормозного пути транспортного средства. Поэтому одним из критериев закона управления является текущее замедление или проскальзывание колеса. В случае превышения задан-

ных значений тормозная система должна перейти в режим самоуправления по определенному алгоритму.

В настоящее время известно большое количество алгоритмов работы АБС. Разработкой алгоритмов управления системой АБС занимались: Ломака С. И., Ходырева С.Я., Алёкса Н. Н., Гецович Е. М. [33, 90, 91, 130], Нефедьев Я. Н., Петров В. А., Ревин А. А., Иванов В. Г. [17,56,188, 189] и др., а также описаны в патентных источниках [190–194]. Однако в «чистом» виде, в предлагаемой системе управления, не один из выше указанных алгоритмов использовать, в виду того, что алгоритм должен соответствовать структуре тормозной системы, все ранее созданные алгоритмы разрабатывались с учетом модуляторов релейного типа, в нашем случае пропорциональный модулятор пропорциональный прямого действия.

Предлагается реализовывать алгоритм работы контура ЭПТС в режиме выполнения антиблокировочной функции следующим образом.

Отслеживается состояние колеса, определяется время за один период (прохождение от вершины до вершины) – t_{i-1} и преобразователь информации заносит его в память, после чего преобразователь информации определяет время прохождения между двумя другими зубьями t_i и выполняет расчет по формуле:

$$\text{П} = \frac{(t_i - t_{i-1})}{t_i} \cdot K, \tag{7.6}$$

где: П – относительное изменение угловой скорости колеса, значение которое будет сравниваться с заданным пороговым для определения момента, когда у колеса появиться тенденция к вхождению в блок;

K – коэффициент усиления.

Полученное значение П сравнивается с первым условием П_1:

$$\text{П} \geq \text{П}_1 \tag{7.7}$$

где: П_1 – пороговое значение относительного изменения угловой скорости колеса для растормаживая колеса.

Если условие П_1 не выполняется цикл повторяется и вновь получая новое время t_{i+1} высчитывается новое значение П по той же формуле (предыдущее время - текущее время разделить на предыдущее время), проверяется условие П_1 и так в цикле пока условие будет выполнено. В

случае если условие выполниться, преобразователь информации определяет текущее положение ШЭД и выдает команду ШЭД занять исходное положение, таким образом, произойдет выпуск воздуха из тормозных камер.

После того как условие $П_1$ выполнилось, преобразователь информации начинает проверку второго условия $П_2$:

$$П \leq П_2 \tag{7.8}$$

где: $П_2$ – пороговое значение относительного изменения угловой скорости колеса для затормаживания колеса.

Подобно проверке условия $П_1$, пока условие $П_2$ не будет соблюдаться, преобразователь информации никаких управленческих воздействий на ШЭД не выдает. Производится расчет текущего значения П и сравнения его с пороговым значением $П_2$ до тех пор, пока условие (7.8) выполниться. Если условие (7.8) выполнилось, преобразователь информации считывает текущее положение педали и определяет по формуле (7.1) необходимое положение ШЭД, и выдает соответствующую команду, даже в том случае если ШЭД не успел выполнить предыдущее действие. Такой подход позволяет снизить инерционность всей системы управления, и такой алгоритм получил название алгоритм с прерыванием цикла.

Далее преобразователь информации возвращается к проверке условия $П_1$ (7.7) и цикл повторяется. В случае отпускания педали алгоритм прекращает свою работу.

Значение порогов $П_1$ и $П_2$ были определены экспериментальным путем в виду того, что на данный период времени не существует достаточно точных математический моделей описывающих качение колеса в тормозном режиме. Проведение поисковых экспериментов проводилось с нагрузкой на колесо 27 и 8 кН при одинаковых прочих начальных условиях: начальной скорости торможения 60 км/ч, давление в ресивере $0,8$ МПа, рабочая частота ШЭД пропорционального модулятора в прямом направлении (наполнение) 380 Гц и в обратном (опоражнивание) – 800 Гц. Эксперименты проводились на большом инерционном стенде кафедры автомобилей, оборудованным измерительным комплексом, описанным в разделе 4. При проведении поисковых экспериментов поочередно варьировались пороги $П_1$ – порог на растормаживание колеса и $П_2$ – порог на затормаживание колеса (см. рис. 7.17– 7.20). Оценка влияния порогового значения на процесс качения колеса выполнялась

по качеству качения колеса, т.е. отсутствие блокирования колеса.

На всех осциллограммах приняты следующие обозначения: V_H – начальная скорость торможения транспортного средства, км/ч; R_z – усилие прижатия колеса к барабану, Н; f_p – рабочая частота ШЭД в прямом направлении, Гц; $V_б$ – скорость барабана, км/ч; $V_к$ – скорость колеса, км/ч; M_T – тормозной момент, Н · м; h_p – положение педали; $h_{зр}$ – положение золотника в модуляторе; p_m – давление в ресивере, МПа; P_{TK} – давление в тормозной камере, МПа;

Так при подборе порога $П_1$ было выявлено, что наилучшее кочение колеса без блокирования обеспечивается при порогах равных $0,5 \div 0,6$ (рис. 7.17, 7.18).

Использование порогового значения 0.4 (рис. 7.19) и меньше приводит к срыву алгоритма, т.е. колесо перестает затормаживаться. Это явление вероятнее всего происходит вследствие того, что пороговое значение попадает в зону «шумов», в результате команды на растормаживание и затормаживание приходят очень быстро и шаговый двигатель не способен среагировать на поступающие команды, и остается в положении, когда осуществляется растормаживание.

При увеличении значения $П_1$ выше 0.6 (рис. 7.20) наблюдалось блокирование колеса, однако было выявлено, что блокирование колеса происходило в интервале скоростей $40 \div 20$ км/ч.

Это связано с тем, что при первом цикле срабатывания колесо не успевает скатываться в блок, в виду большой величины инерции, при дальнейшем снижении скорости инерционность также снижается а коэффициент сцепления начинает возрастать согласно работам [157, 158]. В результате порог 0.7 оказывается слишком большим и система управления в целом не успевает предотвратить блокирование колеса.

При проведении поисковых экспериментов по выбору порогового значения $П_2$, было выявлено, что система управления обеспечивает безблокировочное качение колеса при значениях $П_2$ в пределах от минус 0.1 до минус 0.2. Использование порога на затормаживание $П_2$ меньше минус $0,2$ приводило к потере эффективности и срыву алгоритма, т.е. колесо переставало затормаживаться. Использование порога $П_2$ равным нулю и выше приводило к блокированию колеса. Это происходит в следствии того, что колесо не успевает выйти из зоны неустойчивого качения, т.е когда проскальзывание колеса в пятне контакта является достаточно высоким, в этот момент подается команда на затормаживание, в результате колесо блокируется.

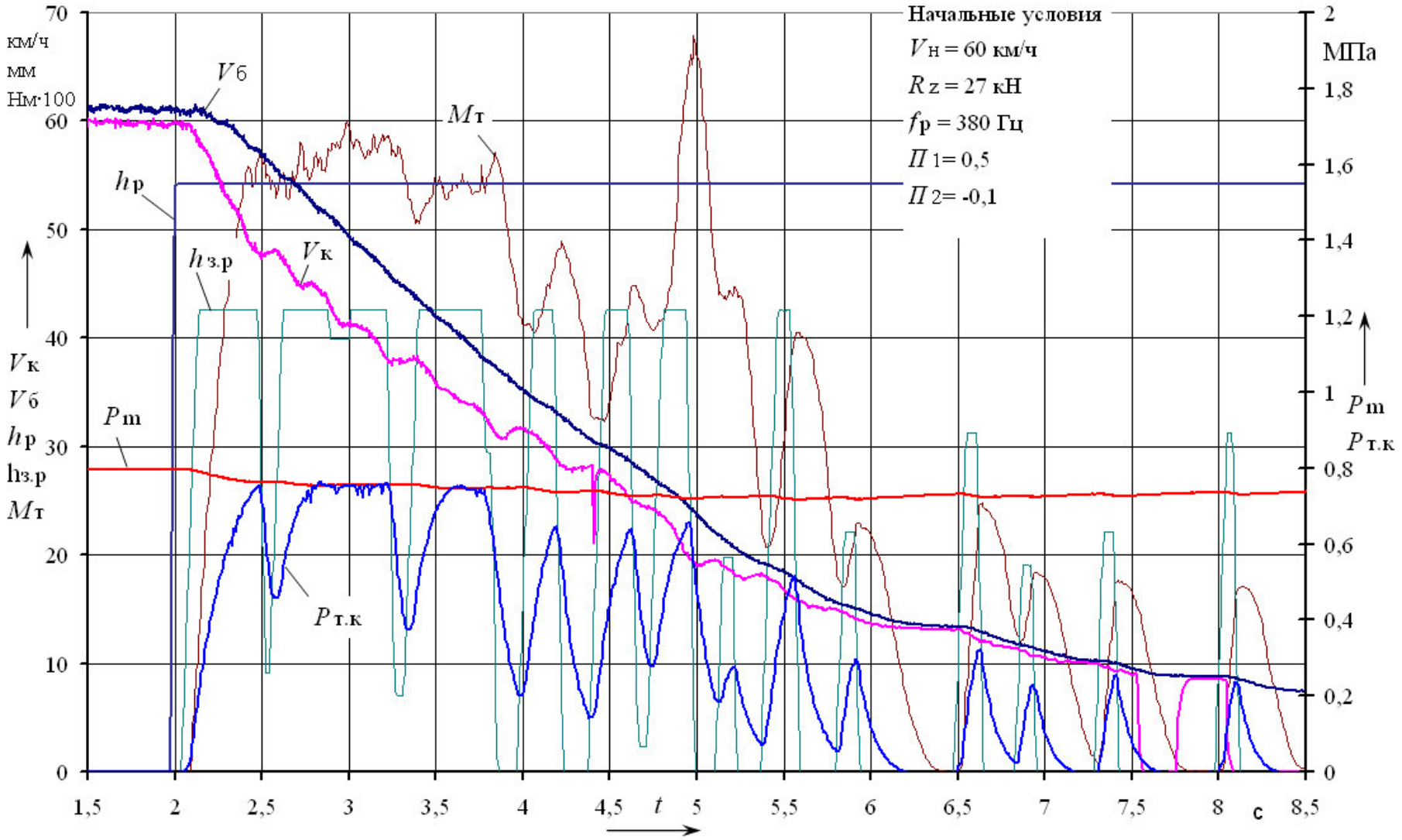


Рис. 7.17. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором и нагрузкой на колесо 27 кН, при подборе порогового значения $П_1$

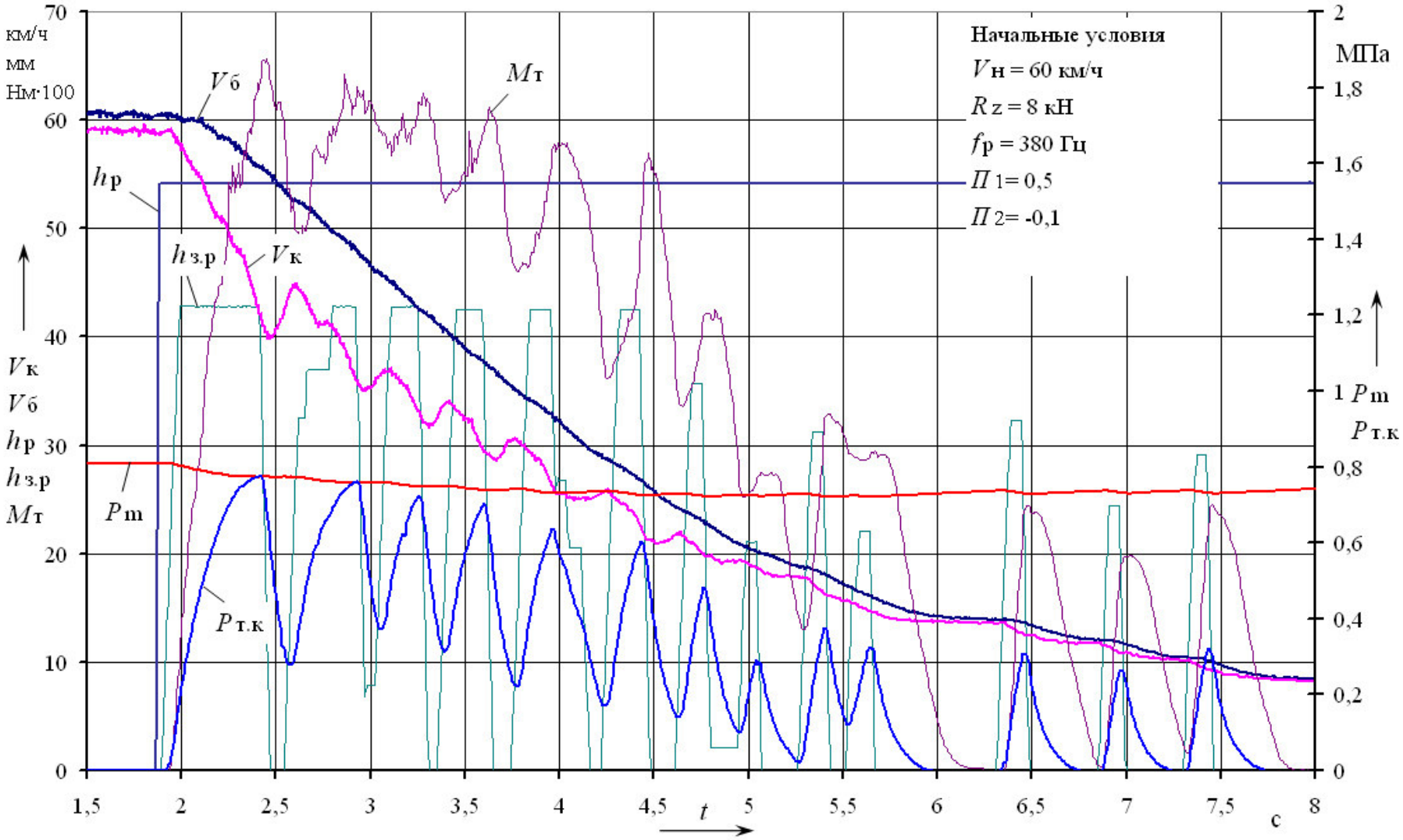


Рис. 7.18. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором и нагрузкой на колесо 8 кН, при подборе порогового значения $П_1$

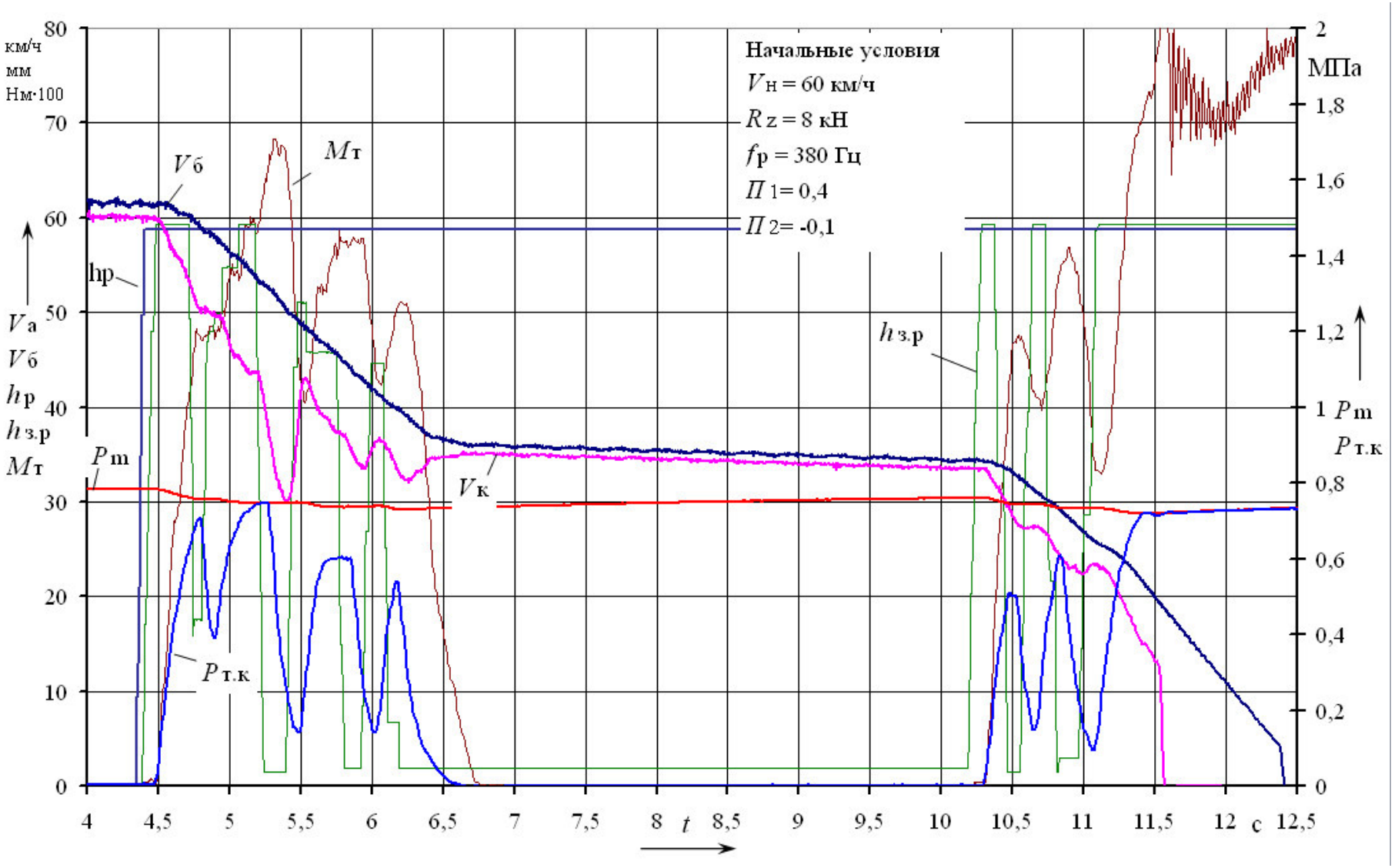


Рис. 7.19. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором при пороговоv значенib $\Pi_1 = 0.4$

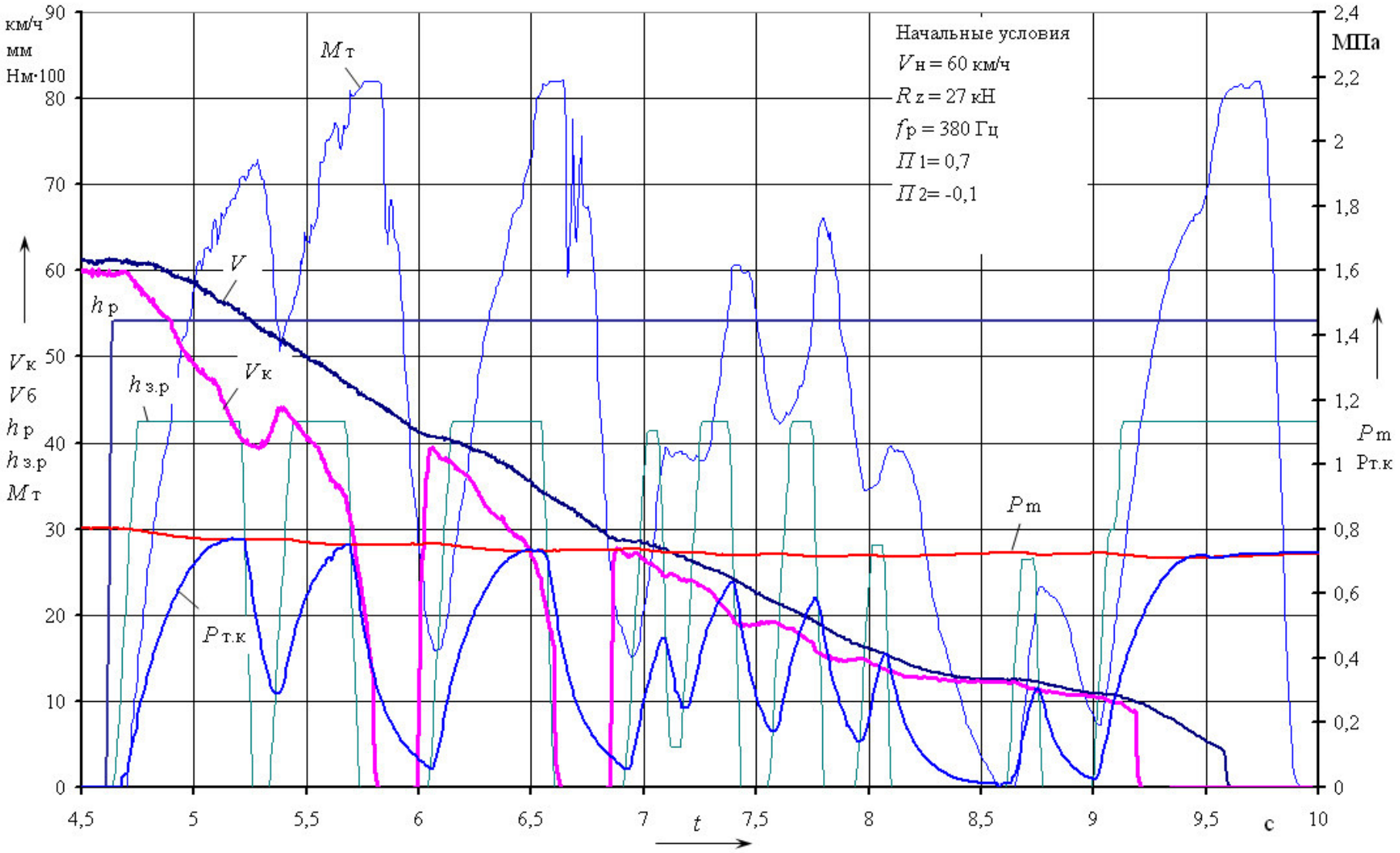


Рис. 7.20. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором при пороговоv значенib $\Pi_1 = 0.7$

В результате проведенных поисковых экспериментов установлено:

– нагрузка на колесо не влияет на величину порогового значения, причем процессы торможения на осциллограммах (см. рис. 7.18 и 7.19) очень схожи между собой. Хотя при нагрузке на колесо 8 кН (см. рис. 7.18) модулятор в начальный период торможения срабатывал чаще;

– на характерных осциллограммах (см. рис. 7.17 и 7.18) видно, что порог $\Pi_1 = 0,5$ обеспечивает эффективное торможение только в начальной фазе торможения. При скоростях 30 – 35 км/ч начинается резкое падение эффективности, реализуемый тормозной момент M_T начинает снижаться и кривые скоростей становятся более пологими. Причем с уменьшением скорости до 20 км/ч колесо практически перестает затормаживаться. Из этого обстоятельства вытекает вопрос о повышении устойчивости работы системы управления в целом. Поэтому для повышения устойчивости процесса торможения с высокой эффективностью, во всем диапазоне скоростей, необходимо не только обеспечить устойчивую работу алгоритма за счет использования алгоритма с защитой памяти от накопления недостоверной информации, но и в процессе его работы требуется изменение цели управления.

В нашем случае, для блока управления, задается цель – регулировать процесс качения колеса по заданным пороговым значениям, значит, по каким-то критериям необходимо изменять значения порогов или прекращать процесс регулирования, затормозив колесо. Прекращение процесса регулирования, возможно организовать, использовав следующий алгоритм.

В момент времени, когда выполнилось условие (7.7), т.е. сработал порог на растормаживание колеса Π_1, производится проверка текущей скорости колеса, по последнему значению полученному от датчика скорости, если угловая скорость оказалась менее 15 км/ч и в течении заданного времени условие на затормаживание (7.8) не выполняется, в этом случае цикл прерывается и подается управляющий сигнал переместить ШЭД в положение соответствующее положению педали. При этом может происходить кратковременное блокирование колеса, которое допускается по нормативам [3, 16].

Подобным образом возможно реализовать изменение величины порогового значения в процессе торможения, однако нужно отметить, что предложенный способ, изменение пороговых значений в процессе торможения, с целью повышения устойчивости работы ЭПТС по отношению к эффективности процесса торможения является перспективным и

требующим дальнейшего изучения. К тому же, если изменить схему управления с программно-адаптивной на схему управления «предиктор-корректор» [137], т.е. когда управленческое решение будет приниматься на основании прогноза будущего состояния колеса, в этом случае получится добиться максимально возможной эффективности ЭПТС при экстренном торможении.

Для дальнейших экспериментальных исследований был использован вышеописанный алгоритм с прерыванием рабочего цикла, с пороговыми значениями $П_1 = 0,6$ и $П_2 =$ минус $0,2$, и прекращением процесса регулирования при скорости меньше 15 км/ч.

8 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТУРА ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

8.1 Программа экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования разработанного контура ЭПТС выполнялись с целью подтверждения достоверности и обоснованности теоретических положений.

В программе экспериментальной части предусматривались:

– исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура ЭПТС с пропорциональным модулятором и системой управления им;

– исследования влияния разработанного контура ЭПТС на процесс торможения колеса в различных нагрузочных условиях.

Исследование рабочих процессов и характеристик контура ЭПТС с пропорциональным модулятором выполнялись в лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ.

8.2 Исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы

Цели исследований:

– определение статической характеристики контура ЭПТС с пропорциональным модулятором;

– определение динамической характеристики контура ЭПТС с пропорциональным модулятором;

– исследования влияния рабочей частоты работы шагового электродвигателя на динамическую характеристику контура ЭПТС с пропорциональным модулятором;

– исследования влияния работы контура ЭПТС с пропорциональным модулятором на процесс качения затормаживаемого колеса;

– сопоставление теоретических и экспериментальных результатов.

Для достижения поставленных целей решались следующие задачи:

– разработка методики экспериментального исследования;

– создание экспериментальной установки;

– разработка и подготовка измерительно-регистрирующего комплекса на основе современной элементной базы;

– выполнение комплекса экспериментальных исследований, предусмотренных программой;

– обработка результатов экспериментов и выполнение их анализа.

8.2.1 Оборудование для исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы

Для выполнения исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура ЭПТС разработана лабораторная установка, структурная схема которой приведена на рис. 8.1.

Лабораторная установка для исследования представляет собой контур ЭПТС с макетным образцом пропорционального модулятора, общий вид экспериментального стенда показан на рис. 8.2. Основой установки является тормозной инерционный стенд.

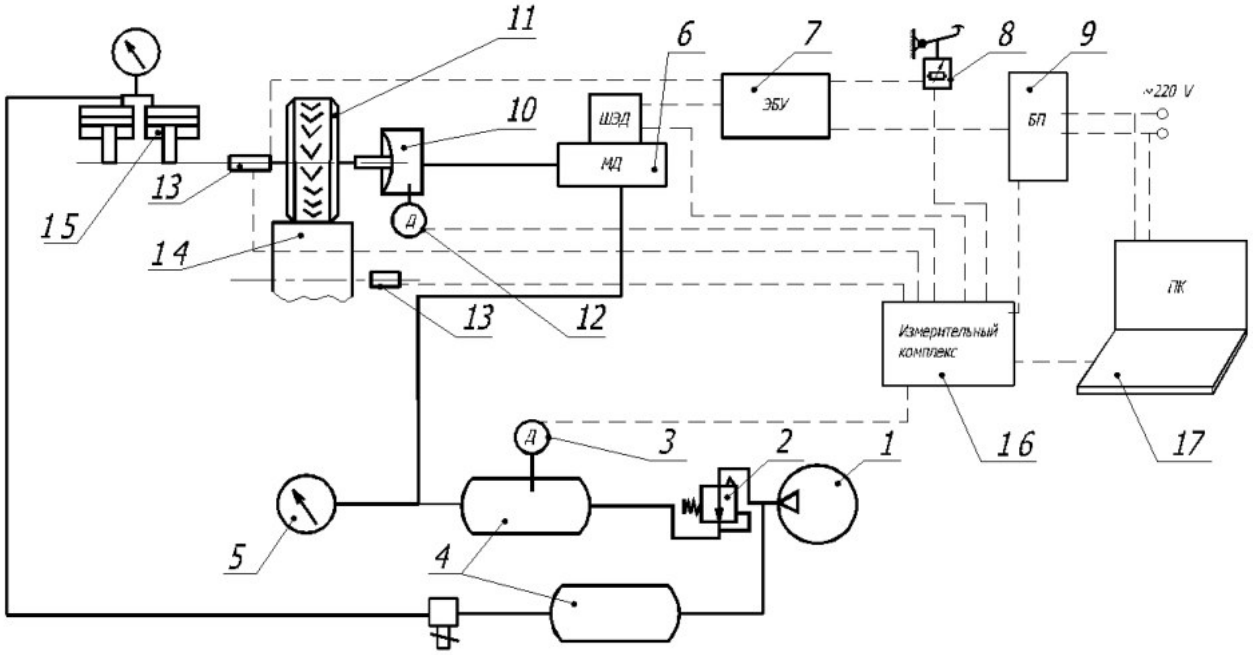


Рис. 8.1. Структура лабораторной установки: 1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – датчик давления; 4 – ресиверы; 5 – манометры; 6 – пропорциональный модулятор; 7 – электронный блок управления; 8 – модуль педальный; 9 – блок питания; 10 – тормозная камера; 11 – колесо; 12 – датчик давления; 13 – датчики скорости колеса и барабана; 14 – беговой барабан; 15 – пневмоцилиндры; 16 – измерительный комплекс; 17 – персональный компьютер



Рис. 8.2. Общий вид экспериментального стенда

В качестве объекта управления был выбран тормозной механизм автомобиля ЗиЛ-4335 с тормозной камерой тип 20, типоразмер колеса $11,00$–R20. Ресивер *8*, объёмом 20 л, предназначен для обеспечения необходимого запаса сжатого воздуха. Визуальный контроль давления в цепи питания контура ЭПТС осуществляется манометром *ОБМ1-160* с диапазоном давления 0 – 16 МПа, ценой деления $0,02$ МПа и классом точности $1,5$.

Питание воздухом стендовой установки осуществляется компрессором *1* (см. рис. 8.1) модели *М155-2*, который имеет индивидуальный ресивер (на схеме не показан). Заданный уровень давления воздуха в ресивере *4*, контролируется при помощи манометра *5* модели *ОБМ1-160* с диапазоном давления до $1,0$ МПа, ценой деления $0,025$ МПа и классом точности $1,5$. Значение давления устанавливается и поддерживается при помощи регулятора давления *2* модели *camozzi SA-R30-10*. На стендовой установке смонтирован пропорциональный модулятор *6* с электронным блоком управления *7*, в качестве

органа управления использован модуль педальный *8*. Качение колеса *11* осуществляется по инерционному барабану *14*. Датчик давления *12* позволяет отслеживать изменение давления сжатого воздуха в тормозной камере. Датчики *13* динамического состояния колеса и бегового барабана размещены на стенде и предназначены для определения скорости колеса *11* и инерционного барабана *14*. Давление сжатого воздуха в пневмоцилиндры *15* подается через электроклапаны (на схеме не показаны) и контролируется по манометру. На стенде так же был установлен измерительно-регистрирующий комплекс *16* для регистрации значений с цифровых и аналоговых датчиков и передачи информации на персональный компьютер *17*. Для обеспечения питания датчиков и измерительного комплекса использовался модульный источник питания *9*.

При выполнении исследований на экспериментальной установке измерялись, регистрировались и обозначались следующие параметры тормозящего колеса на инерционном стенде: $V_{\text{к}}$ – скорость колеса; $V_{\text{б}}$ – скорость барабана; P_{TK} – давление в тормозной камере; P_p – давление в ресивере питающей части контура; $P_{\text{н}}$ – давление в нагрузочных пневмоцилиндрах; h_p – перемещение педали тормоза; $h_{\text{з.р}}$ – перемещение зубчатой рейки; M_T – тормозной момент.

С учётом технических требований по выполнению эксперимента и по результатам анализа продукции ведущих мировых производителей измерительной аппаратуры были определены и приобретены необходимые средства измерения. Для измерения скорости применяются датчики частоты вращения (ДЧВК) АДЮИ.407111.003МЧ (рис. 8.3).

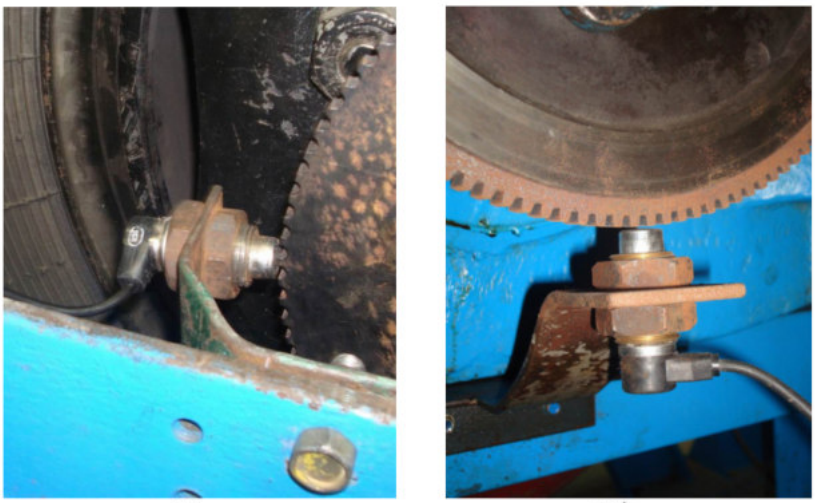
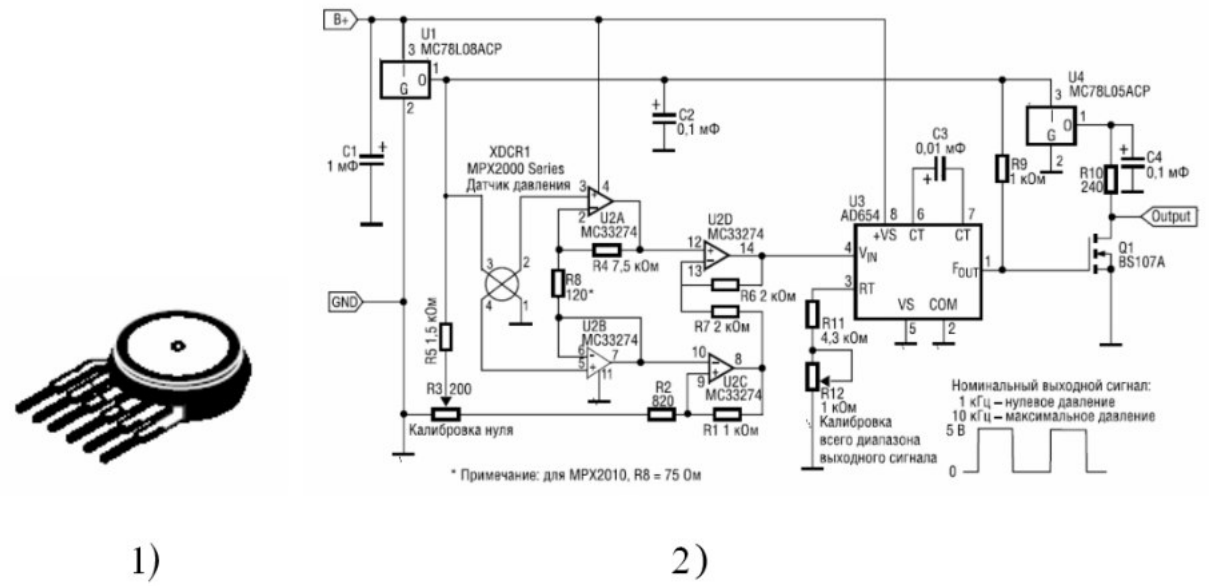


Рис. 8.3. Установка датчиков АДЮИ на стенде: 1) – для определения скорости колеса; 2) – для определения скорости барабана

Для измерения давления в полости тормозной камеры и ресивера использованы датчики давления серии MPX 5999D [195] (рис. 8.4).



1) 2)

Рис. 8.4. Датчик давления Freescale Semicon-ductor серии MPX 5999D:
1) – общий вид; 2) – схема

Общий вид датчика и его принципиальная схема приведены на рис. 8.3, а параметры сведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Технические параметры датчика давления Freescale Semicon-ductor серии MPX 5999D

Наименование параметра	Величина параметра
Значение Давления (max) (кПа)	100
$U_{смещ}$, мВ	4,5
Чувствительность, мВ/кПа	5
Точность при 0...85 °С	±2,5

Ввиду того, что датчик в базовой комплектации идет без защитного корпуса, был разработан разборной корпус для обеспечения защиты от физических воздействий, а так же возможности надежной установки и фиксации на стенде (рис. 8.5). Быстродействие датчика давления не более 10 мс. Тарировочная характеристика 0, 0288 кПа/мВ.

Измерение перемещения педали тормоза осуществлялось одним из двух датчиков положения, установленных в модуле педальном КДБА.453621.001ТУ (рис. 8.6), второй датчик использовался для формирования задающего сигнала.

С целью фиксации положения ЗРЭ, пропорциональный модулятор снабжен датчиком положения ротора ШЭД.



1) 2)

Рис. 8.5. Установка датчиков MPX 5999D на стенде: 1) – для определения давления в тормозной камере; 2) – для определения давления в ресивере



Рис. 8.6. Установка модуля педального КДБА.453621.001ТУ

В качестве датчика обратной связи модулятора используется датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ), который используется на автомобилях семейства Daewoo Lanos и Sens (рис. 8.7) [196].



Рис. 8.7. Датчик положения ротора шагового электродвигателя

Тип датчика – активный бесконтактный. Основное достоинство – отсутствие резистивного элемента, который часто выходит из строя в результате механического контакта при преобразовании угла поворота в электрический сигнал. Как следствие – повышается ресурс работы датчика более чем в 3 раза.

Технические характеристики:

Номинальное напряжение питания, В 12;

Рабочее входное напряжение, В 5;

Температурный диапазон работы, °С ..... от −40 до +130;

Масса, не более, г ..... 25.

Для измерения усилий применяется тензометрический датчик модели *LPX* производства *Precision Transducers Ltd* [197]. На экспериментальной установке применяются датчики *LPX* с диапазоном измерений усилий от 0 до 10000 Н. Рабочие параметры датчика усилия приведены в табл. 8.2, а его установка на экспериментальном стенде показана на рис. 8.8.

Таблица 8.2

Рабочие параметры датчика усилия

Нагрузка на колесо, кН	Время торможения, с		Расчетные параметры				
	на грани блокирования	в режиме АБС	$t_{Z_{AL}}$, с	Z_{AL}	$t_{Z_{max}}$, с	Z_{max}	ε
8	4,45	4,87	2,61	0,325	1,42	0,399	0,815
27	4	4,14	2,09	0,406	1,14	0,496	0,818



Рис. 8.8. Установка датчика усилия LPX-10000 на стенде

Тарировка датчика усилия с источником питания и измерительной аппаратурой подтвердила линейность его характеристики. Тарировочный параметр датчика *LPX-10000* – $3,5$ Н/мВ.

Исследуемые физические процессы требуют применения высокоточных и быстродействующих измерительных средств. Обработку и анализ результатов наиболее целесообразно выполнять с использованием современных цифровых ЭВМ. Таким образом, узкая специализация выполняемых исследований привела к созданию специального измерительно-регистрирующего комплекса (рис. 8.9).

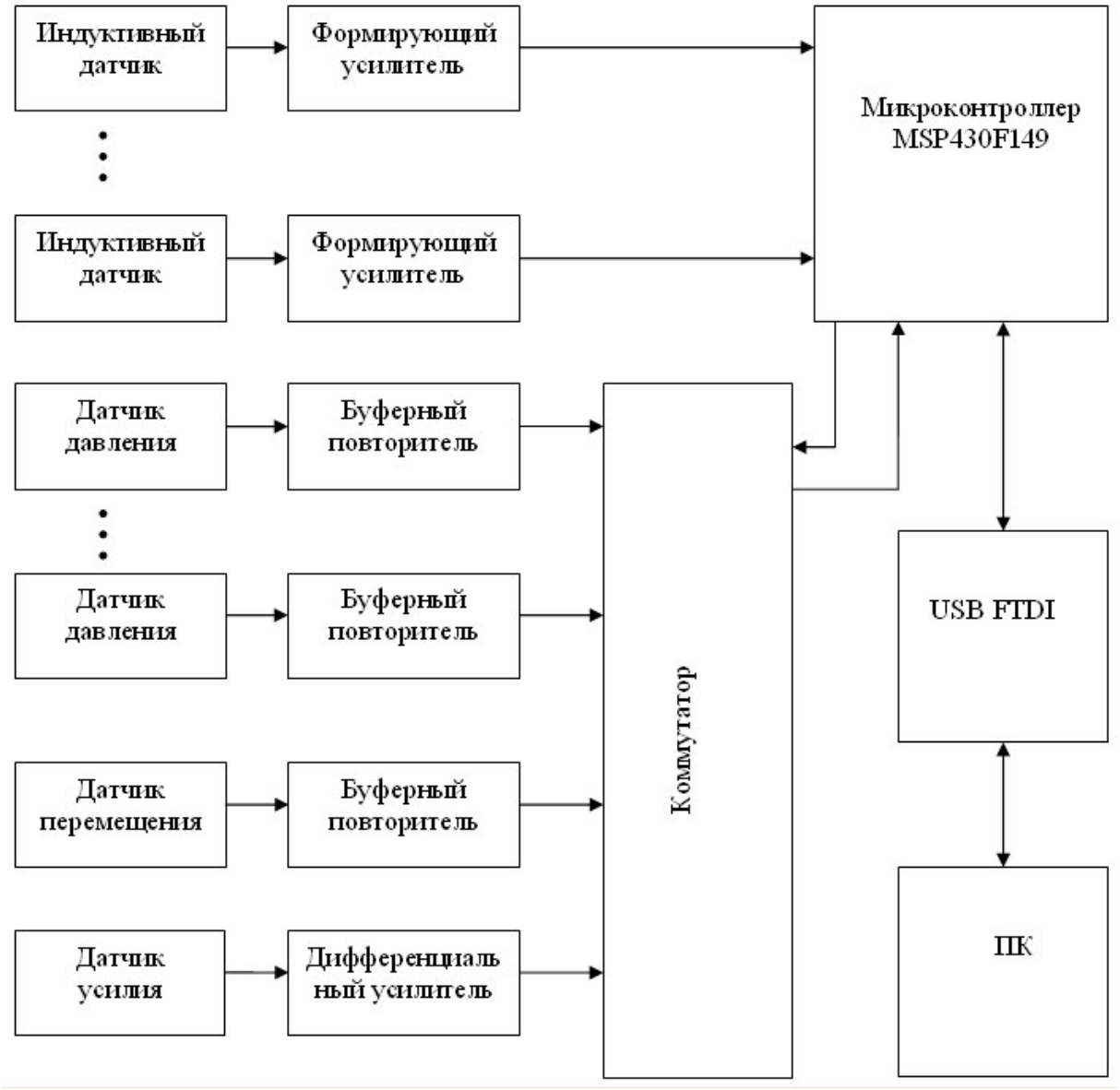


Рис. 8.9. Структурная схема измерительного комплекса

Структурно измерительно-регистрирующий комплекс состоит из трёх частей. К первой части относятся датчики измерения физических величин исследуемых параметров. Вторая часть состоит из аппаратуры

предварительной обработки, регистрации и выдачи информации об исследуемых параметрах. Третья часть комплекса обеспечивает необходимые уровни питания датчиков и аппаратуры обработки и выдачи информации (см. рис. 4.2).

При разработке измерительно-регистрирующего комплекса лабораторной установки необходимо было учесть особенность исследуемых рабочих процессов – измерение и регистрацию быстро и медленно текущих процессов.

8.2.2 Методика и результаты исследования рабочих процессов и характеристик пропорционального модулятора в контуре электронно-пневматической тормозной системы

При исследовании контура ЭПТС с пропорциональным модулятором на лабораторной установке вначале определялась статическая характеристика пропорционального модулятора (рис. 8.10), затем выполнялись исследования динамики рабочих процессов в контуре ЭПТС (рис. 8.11).

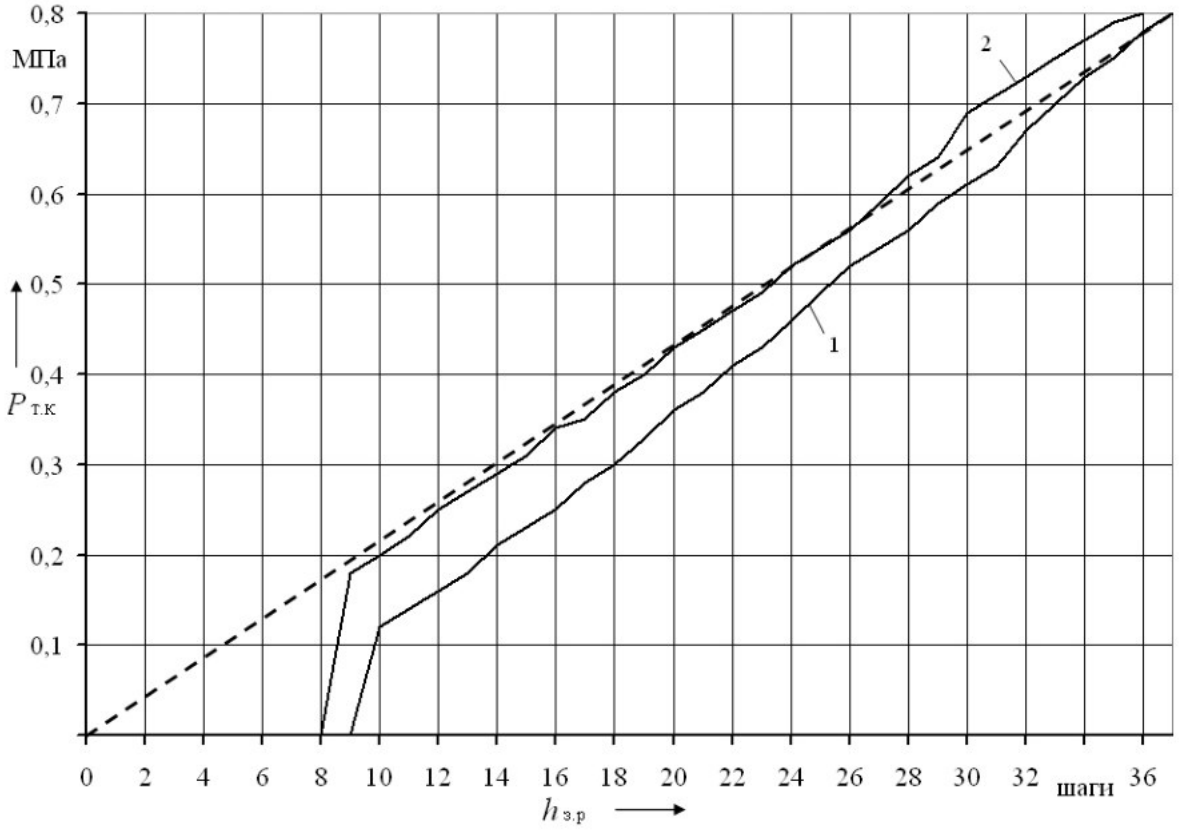


Рис. 8.10. Экспериментальная статическая характеристика исследуемого пропорционального модулятора $P_{T.K} = f(h_{\text{э.р}})$: 1 — затормаживание; 2 — растормаживание; - - - – условная линия идеальной характеристики

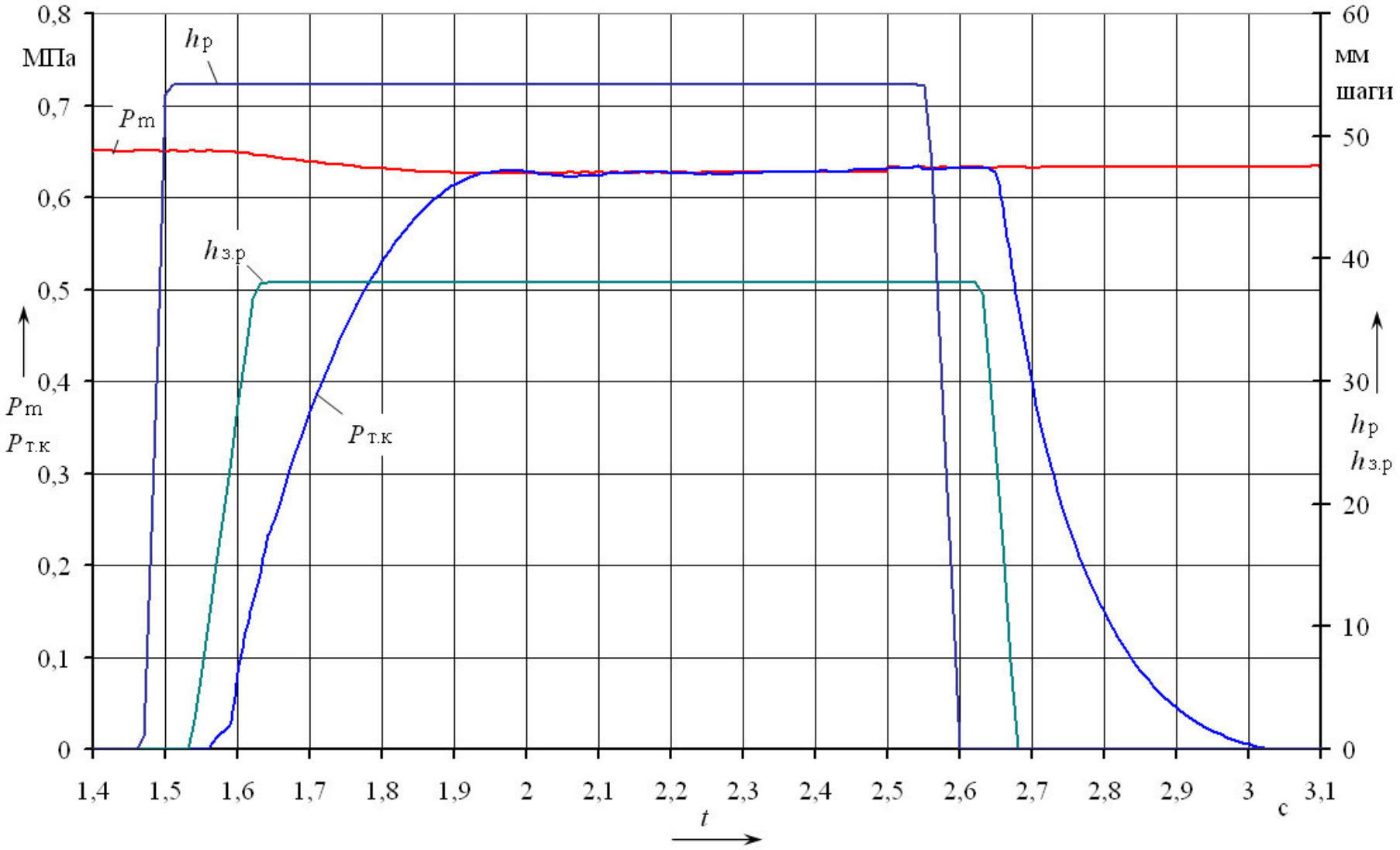


Рис. 8.11. Экспериментальная динамическая характеристика исследуемого контура ЭПТС с пропорциональным модулятором

Определение параметров статической характеристики выполнялось для пропорционального модулятора следующим образом. На инерционном стенде был смонтирован контур ЭПТС и измерительный комплекс (см. рис. 8.3). В ресивере *4* (см. рис. 8.1) было установлено давление $0,8$ МПа. С помощью интерфейсной программы на ШЭД подавался сигнал на один шаг (один шаг зубчатой рейки соответствует перемещению $0,157$ мм) и фиксировалось давление в тормозной камере.

Полученная экспериментальная характеристика (рис. 8.10) в полной мере соответствует расчётным значениям и предъявленным требованиям. Следует отметить достаточно высокое качество следящего действия во всём диапазоне работы пропорционального модулятора, как при затормаживании, так и при растормаживании. Гистерезисные потери практически во всём диапазоне работы незначительны, при максимальном значении давления в тормозной камере гистерезис составляет один шаг ШЭД и при снижении давления увеличивается до двух. Однако можно уменьшить величину гистереза и приблизить статическую характеристику к идеальной, за счет алгоритма.

Получение динамической характеристики привода ЭТПС (рис. 8.11) выполнялось следующим образом. В ресивере *4* (см. рис. 8.1) было установлено давление $0,65$ МПа. Пропорциональный модулятор соединялся с тормозной камерой трубопроводом с внутренним диаметром 8 мм и длиной 40 мм. Педаль приводилась в действие за $0,2$ с. [3, 4].

Сравнение экспериментально полученной динамической характеристики исследуемого контура ЭПТС с пропорциональным модулятором (рис. 8.11) и динамической характеристики полученной с помощью математической модели показало, что разработанная математическая модель обеспечивает погрешность не более 5 %.

На следующем этапе исследования динамических характеристик контура ЭПТС были выполнены исследования по определению влияния рабочей частоты работы шагового электродвигателя на динамическую характеристику контура ЭПТС с пропорциональным модулятором. Способ получения динамических характеристик аналогичен описанному выше, но при этом в алгоритме изменялась рабочая частота ШЭД с дискретностью 50 шагов/с (результаты приведены на рис. 8.12).

В результате анализа полученных осциллограмм было выявлено, что изменение величины рабочей частоты в пределах 380 – 230 шагов/с. практически не оказывают влияния на быстродействие привода.

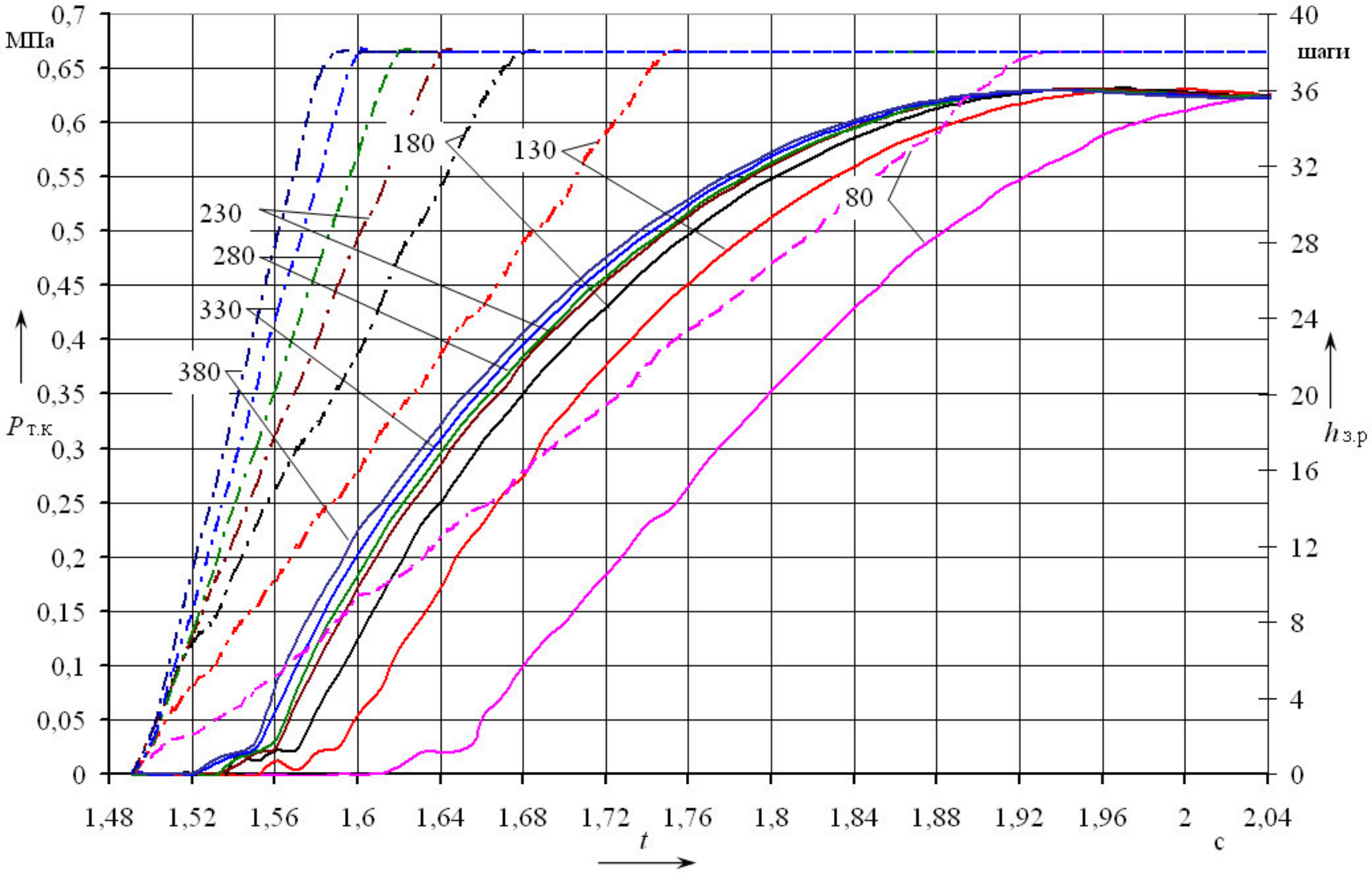


Рис. 8.12. Влияние рабочей частоты работы ШЭД на динамическую характеристику контура ЭПТС с пропорциональным модулятором: – - – - – положение вала ШЭД; ——— давление в тормозной камере

Очевидно, что для пропорциональных модуляторов высокое быстродействие не нужно, а значит, появляется возможность при создании образцов пропорциональных модуляторов использовать ШЭД небольшой мощности. Дальнейшее снижение рабочей частоты ШЭД приводит к снижению темпа наполнения тормозной камеры, причем существенное влияние на увеличение времени наполнения оказывает задержка по срабатыванию модулятора, т.е. чем дольше закрывается выпускной клапан, тем больше величина задержки.

8.2.3 Оценка эффективности разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором при торможении колеса в экстренном режиме

Оценка эффективности при экстренном торможении разработанного контура ЭПТС проводилась на большом инерционном стенде в соответствии с методикой, описанной в Правилах № 13 ЕЭК ООН [3, 16], с начальной скоростью торможения 60 км/ч.

Согласно Правилам № 13 ЕЭК ООН оценка эффективности АБС проводится в следующем порядке. На первом этапе производится торможение транспортного средства на пределе блокирования колеса, как груженого, так и порожнего, т.е. подбирается такое давление в питающей магистрали, которое обеспечивает, при экстренном нажатии на педаль тормоза качение колес транспортного средства на пределе блокирования. Однако в методике [3, 16] нет четкого определения предела блокирования колеса, а предложенная методика позволяет определить грань блокирования. Проводится экстренное торможение транспортного средства при давлении в питающей части $P_{\text{нач}}$, при дальнейших торможениях давлении в питающей части должно повышаться с шагом 0.05 МПа, когда колеса транспортного средства начнут блокироваться, текущее давление в питающей части снижается на $0,025$ МПа и данное торможение считается на грани блокирования.

Экспериментальные исследования по определению грани блокирования показали, что для одного тормозящего колеса в стендовых условиях точность установления давления в питающей части $0,025$ МПа является слишком грубой. При сравнении экспериментальных осциллограмм качения колеса, при поиске предела блокирования (см. рис. 8.13 и 8.14) (нагрузка на колесо 8000 Н, все эксперименты проводились на разогре-

том тормозном механизме до $100°C$) получилось, что время торможения сократилось на $0,74$ с. Если полученное время отнести к общему времени торможения при эксперименте (рис. 8.13), то разница составит около 17 %. Таким образом, для более точной оценки эффективности разработанного контура ЭПТС с пропорциональным модулятором, пределом блокирования в стендовых условиях мы будем считать такое качение колеса в тормозном режиме, при котором колесо блокируется в интервале скоростей от 20 до 10 км/ч. Интервал скоростей выбирался из следующих соображений: скорость ниже 8 км/ч датчик установленный на колесе (см. рис. 8.6), не регистрирует, а измерительный комплекс (рис. 8.3) показывает значение скорости равным нулю (это хорошо видно из рис. 8.10); верхний предел 20 км/ч установлен по той причине, что более раннее блокирование колеса недопустимо, т.к. происходит потеря устойчивости транспортного средства, хотя может приводить к повышению эффективности торможения на поверхности с высоким коэффициентом сцепления.

При детальном анализе характерных осциллограмм переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции АБС при качении колеса на грани блокирования (см. рис. 8.13 – 8.15), можно выделить несколько закономерностей:

– при установившемся давлении в тормозной камере тормозной момент растет со снижением скорости, причем в некоторых случаях (см. рис. 8.13) происходило двукратное увеличение момента, это означает, что с уменьшением скорости коэффициент сцепления растет, следовательно возможно реализовать больший тормозной момент. Как правило, самый большой тормозной момент наблюдается в конце торможения при заблокированном колесе. Подобные явления подтверждены работами Кнороза В.И. [82];

– характер качения колеса, если оно недоторможено, является почти линейным и практически не наблюдаются колебания угловой скорости колеса (см. рис. 8.13). Но если колесо заставить катиться при торможении на пределе блокирования (см. рис. 8.14), то можно заметить, что процесс качения колеса является колебательным, хотя давление в тормозной камере остается постоянным. На осциллограммах (см. рис. 8.15) хорошо видно, что амплитуда колебаний увеличивается с уменьшением скорости колеса. Такая особенность качения колеса при торможении на грани блокирования может быть вызвана упругими свойствами шины, а именно закручиванием шины в радиальном направлении.

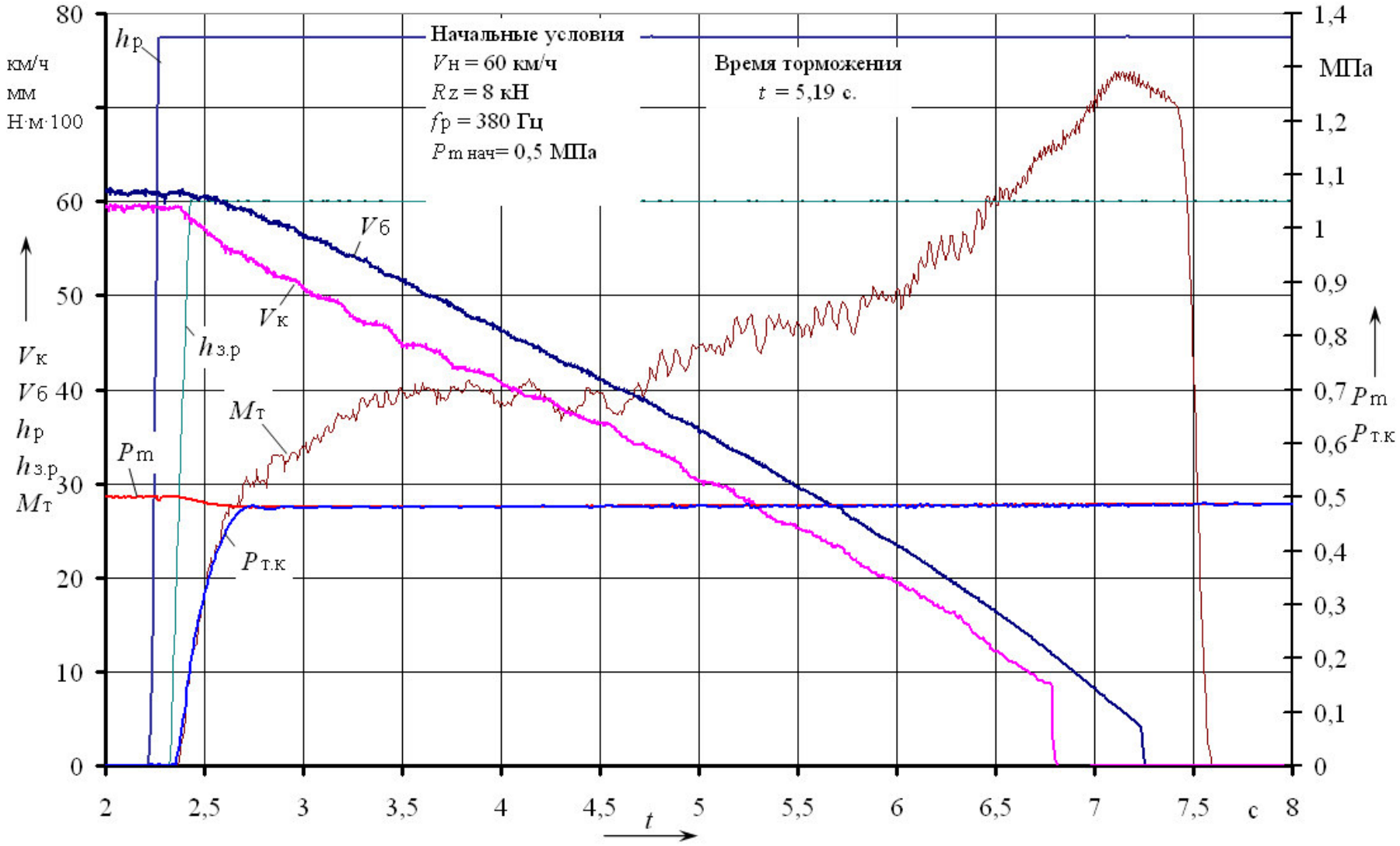


Рис. 8.13. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции АБС при качении колеса без блокирования во всем диапазоне скоростей

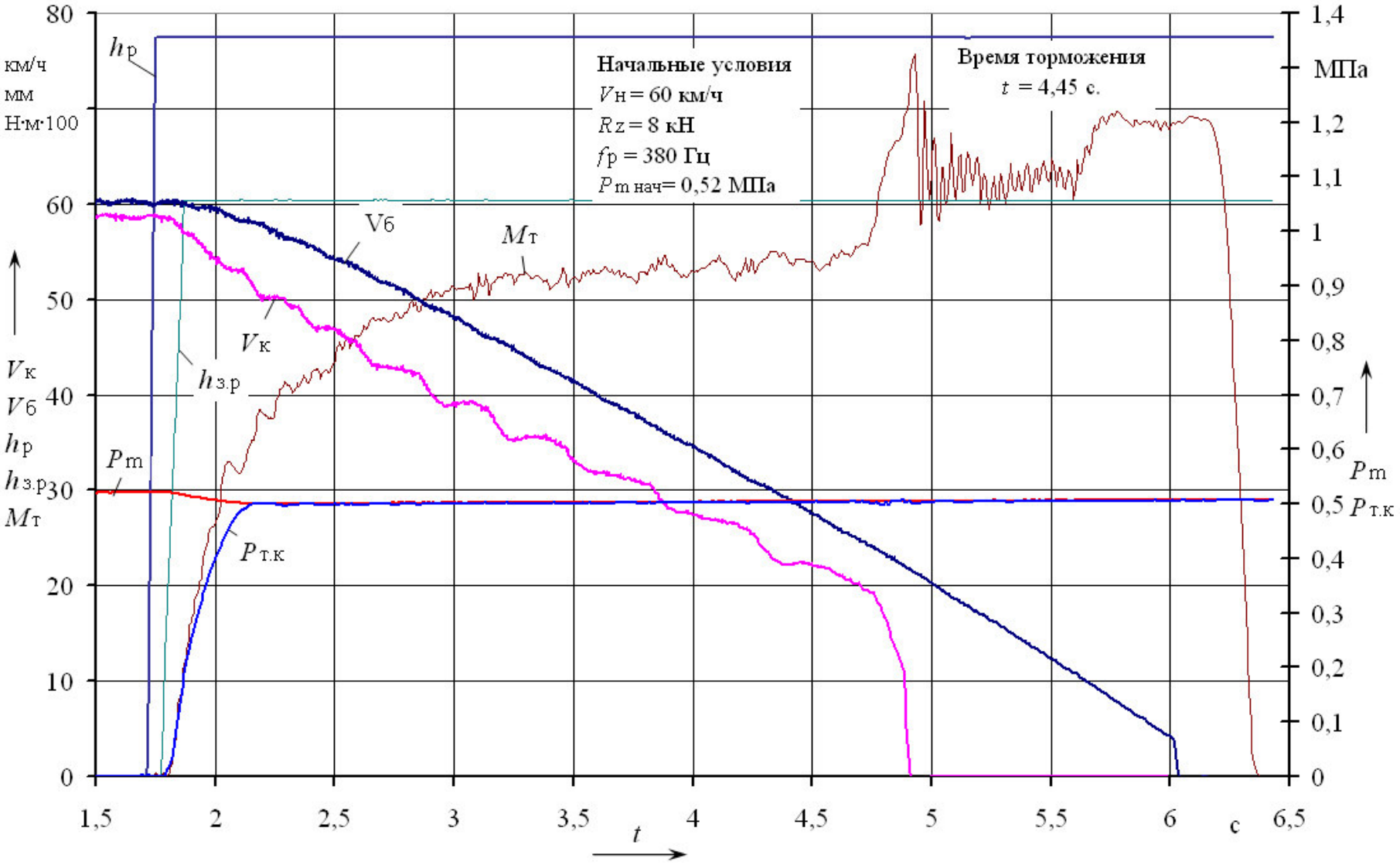


Рис. 8.14. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции АБС при качении колеса с блокированием в интервале скоростей от 20 до 10 км/ч

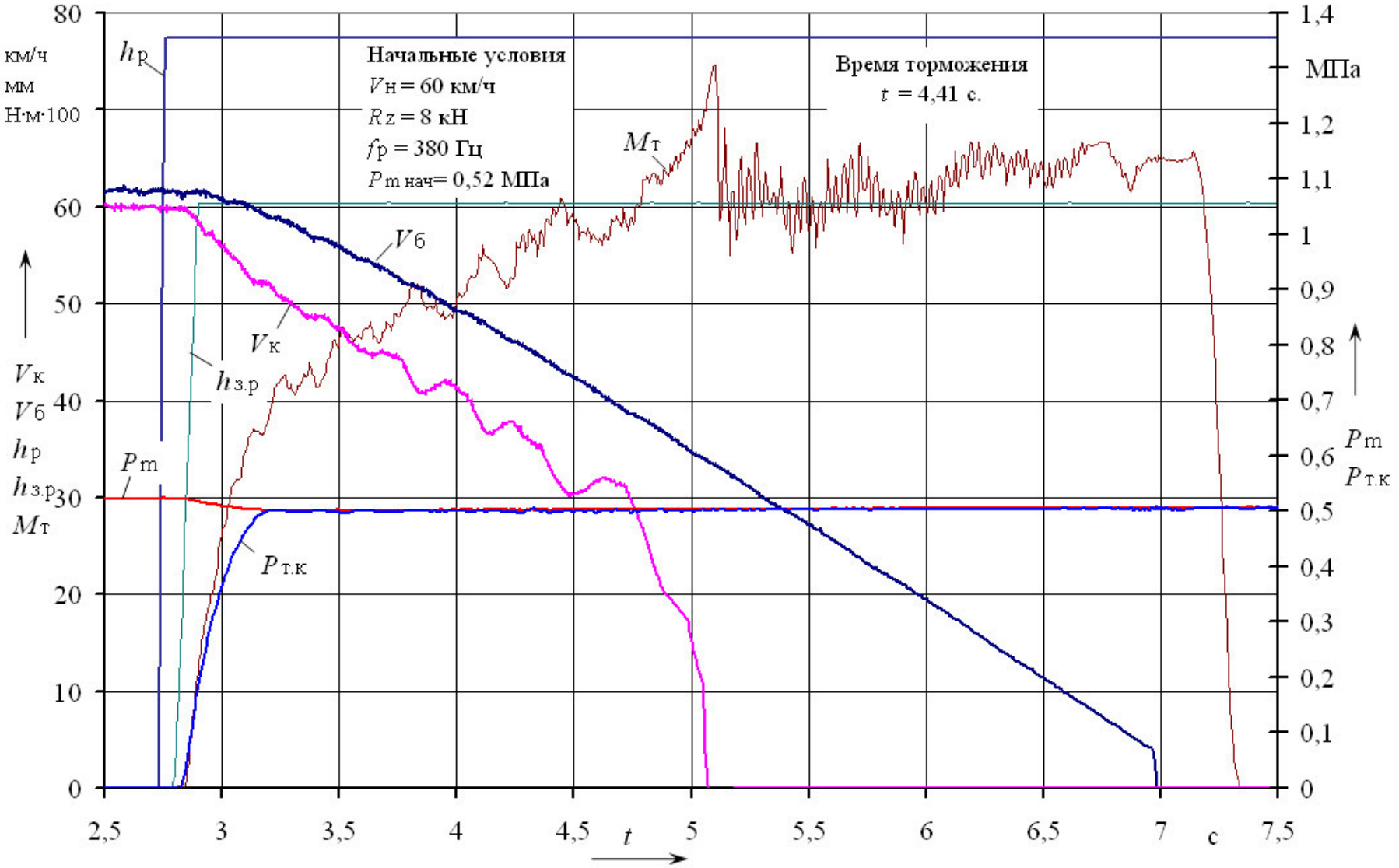


Рис. 8.15. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции АБС при качении колеса с блокированием при скорости выше 20 км/ч

На втором этапе оценки эффективности, разработанной ЭПТС, производилось экстренное торможение колеса в антиблокировочном режиме, также нагруженного и разгруженного колеса, по алгоритму с выбранными пороговыми величинами. Проведенные экспериментальные исследования, осциллограммы (см. рис. 8.16 и 8.17) показали, что введение в алгоритм прекращения процесса регулирования при скорости ниже 15 км/ч позволяет повысить эффективность торможения, однако при маленькой нагрузке на колесо (рис. 8.16) наблюдается резкое падение тормозного момента и эффективности, поэтому дальнейшим направлением в совершенствовании предложенного алгоритма должно быть изменение порогового значения при изменении скорости колеса. Также следует отметить, что количество циклов срабатывания модулятора значительно отличается: 11 – при маленькой нагрузке (рис. 8.16) и 5 соответственно при большой (рис. 8.17). Это означает, что при маленькой нагрузке колесо быстрее стремится заблокироваться, порог на растормаживание приходит быстрее и система срабатывает чаще. Поэтому при маленькой нагрузке на колесо давление в тормозной камере не успевает достигать максимального значения, кроме первых и последних циклов. На третьем этапе экспериментальных исследований производился расчет эффективности по соответствующей методике [3, 16].

Критерием оценки эффективности является коэффициент использования силы сцепления ε, который можно определить по зависимости (1.3) и методике, описанной в разделе 2.2.3.

Необходимые значения времен были получены из осциллограмм, а результаты сведены в табл. 8.3. В результате проведенных расчетов оказалось, что при разной нагрузке на колесо эффективность работы разработанного контура ЭПТС остаётся постоянной и удовлетворяет требованиям Правил №13 ЕЭК ООН [3, 16].

Таблица 8.3

Результаты расчетов оценки эффективности торможения разработанного контура ЭПТС

Нагрузка на колесо, кН	Время торможения, с		Расчетные параметры				
	на грани блокирования	в режиме АБС	$t_{Z_{AL}}$, с	Z_{AL}	$t_{Z_{max}}$, с	Z_{max}	ε
8	4,45	4,87	2,61	0,325	1,42	0,399	0,815
27	4	4,14	2,09	0,406	1,14	0,496	0,818

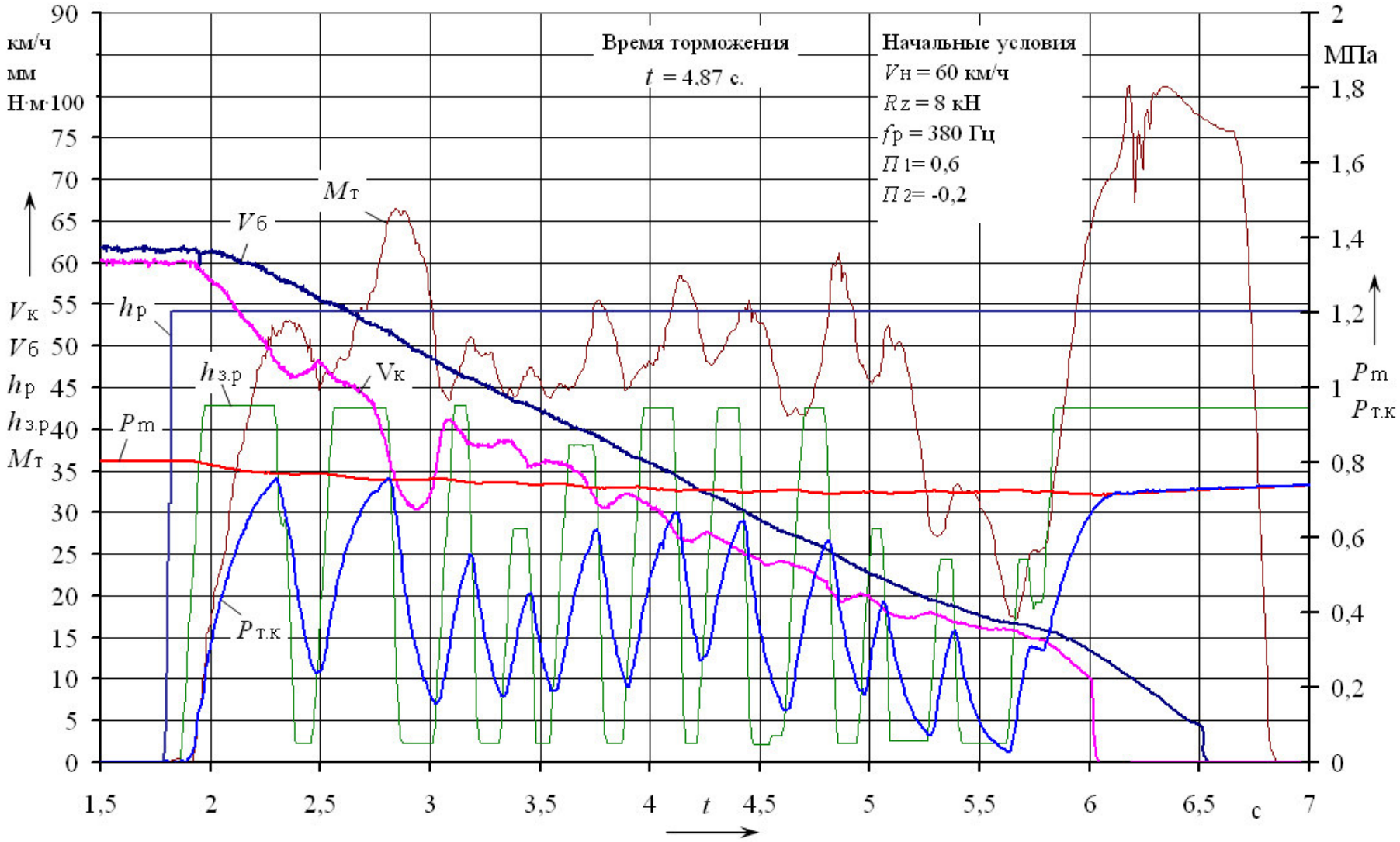


Рис. 8.16. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы с функцией АБС при нагрузке на колесо 8 кН

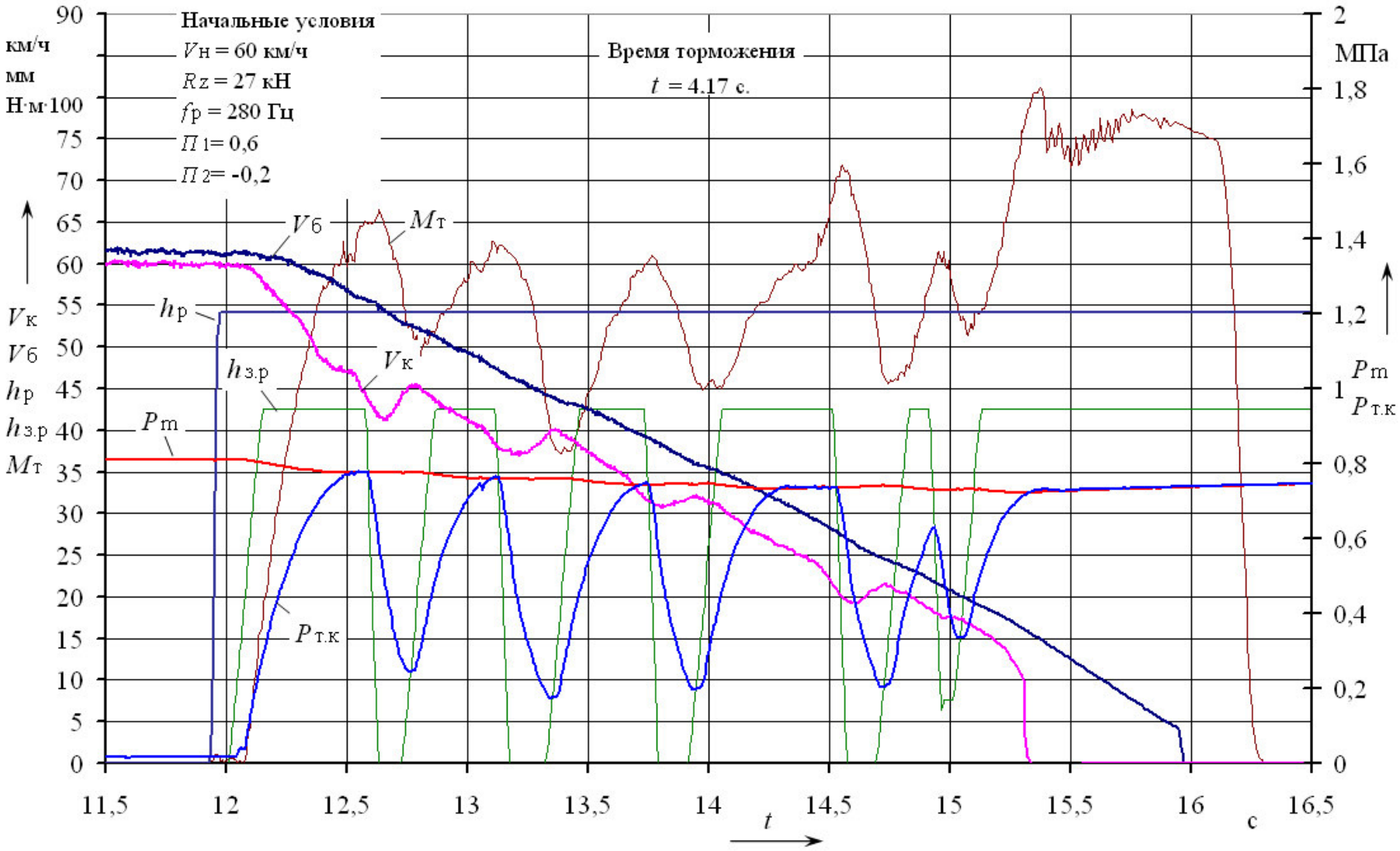


Рис. 8.17. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы с функцией АБС при нагрузке на колесо 27 кН

8.2.4 Влияние перераспределения нагрузки на процесс качения колеса при экстренном торможении

Как известно при торможении происходит перераспределение веса транспортного средства, передние колеса догружаются, задние разгружаются. Поэтому, для оценки возможности использования одинакового алгоритма и контура ЭПТС, как переднего, так и заднего колеса, необходимо сымитировать экстренное торможение при перераспределении веса. Однако, в стендовых условиях подобное реализовать весьма затруднительно, в связи с этим обстоятельством были проведены два эксперимента при разгрузке колеса – имитация заднего колеса, и при нагружении колеса – имитация переднего колеса транспортного средства. Причем в процессе экспериментов, при нагружении колеса, усилие на колесо повышалось от минимального значения 8 кН до максимального 27 кН и при разгрузке колеса в противоположном направлении – от 27 кН до 8 кН.

Для контроля величины нагрузки на колесо испытательный стенд был доработан датчиком давления в пневмоцилиндрах *15* (см. рис. 8.1), который записывал значения давления в нагрузочной части стенда для определения величины нагрузки. В данном случае был использован датчик давления *Freescale Semicon-ductor* серии *MPX 5999D* [195].

Проведенные экспериментальные исследования, осциллограммы на рис. 8.18 и 8.19 показали, что алгоритм и разработанный контур ЭПТС с пропорциональным модулятором обеспечивают безблокировочное качение колеса. При этом сохраняются характерные особенности протекания процессов, как в приводе, так и тормозного момента, а именно:

– на осциллограмме (рис. 8.18) можно заметить, что в начале торможения поведения момента и давления в тормозной камере идентичны осциллограмме (см. рис. 8.16) (частота срабатываний модулятора и практически постоянный тормозной момент), и при увеличении нагрузки на колесо процессы начинают протекать идентично осциллограмме (рис. 8.17) (снижение частоты срабатывания модулятора и большие колебания тормозного момента);

– на осциллограмме (см. рис. 8.19), ситуация подобная, и также как на осциллограмме (см. рис. 8.16) наблюдается резкое падение тормозного момента, что привело к снижению эффективности на 6 % по сравнению с торможением при увеличении нагрузки (см. рис. 8.19).

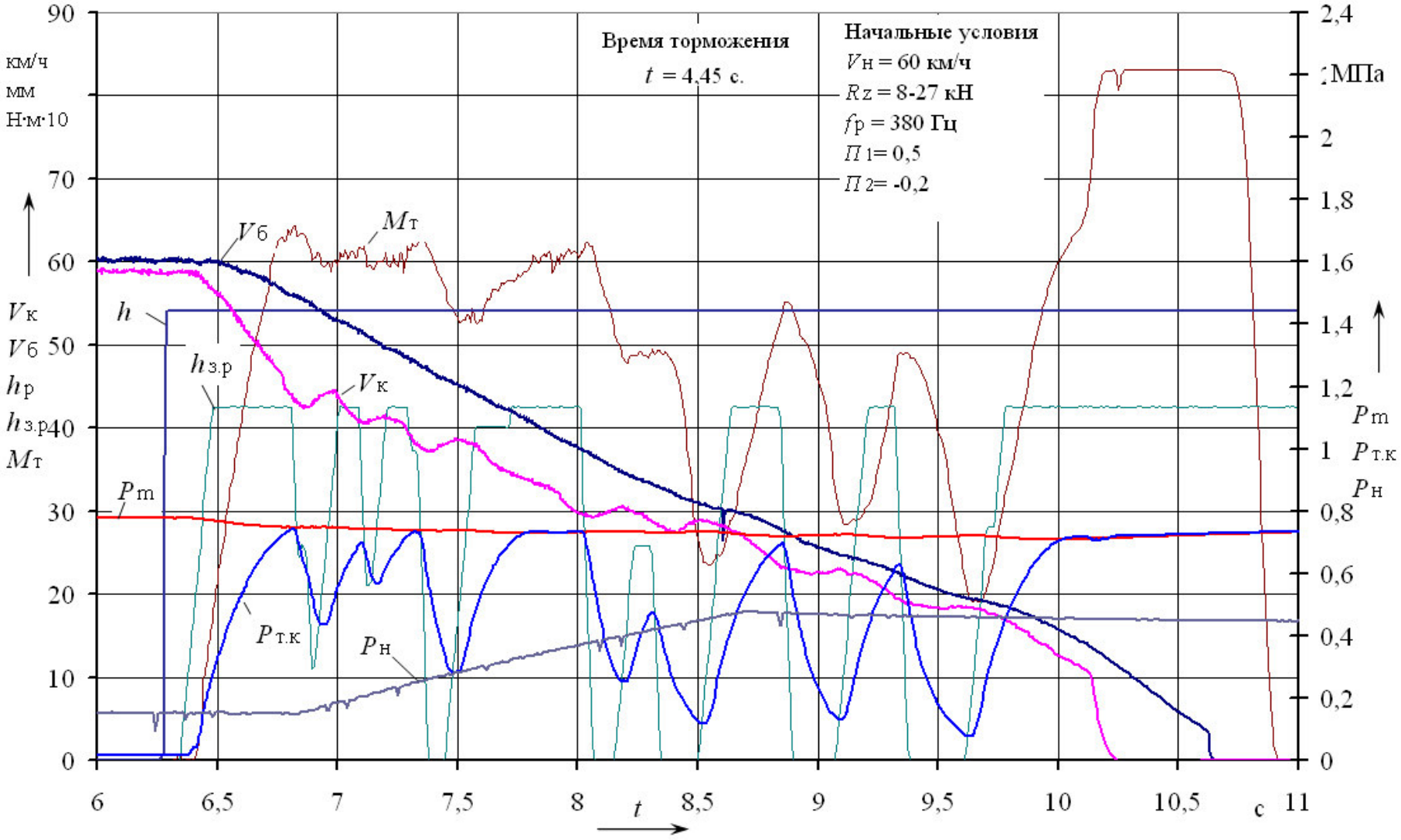


Рис. 8.18. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы с функцией АБС при нарастании нагрузки на колесо от 8 до 27 кН

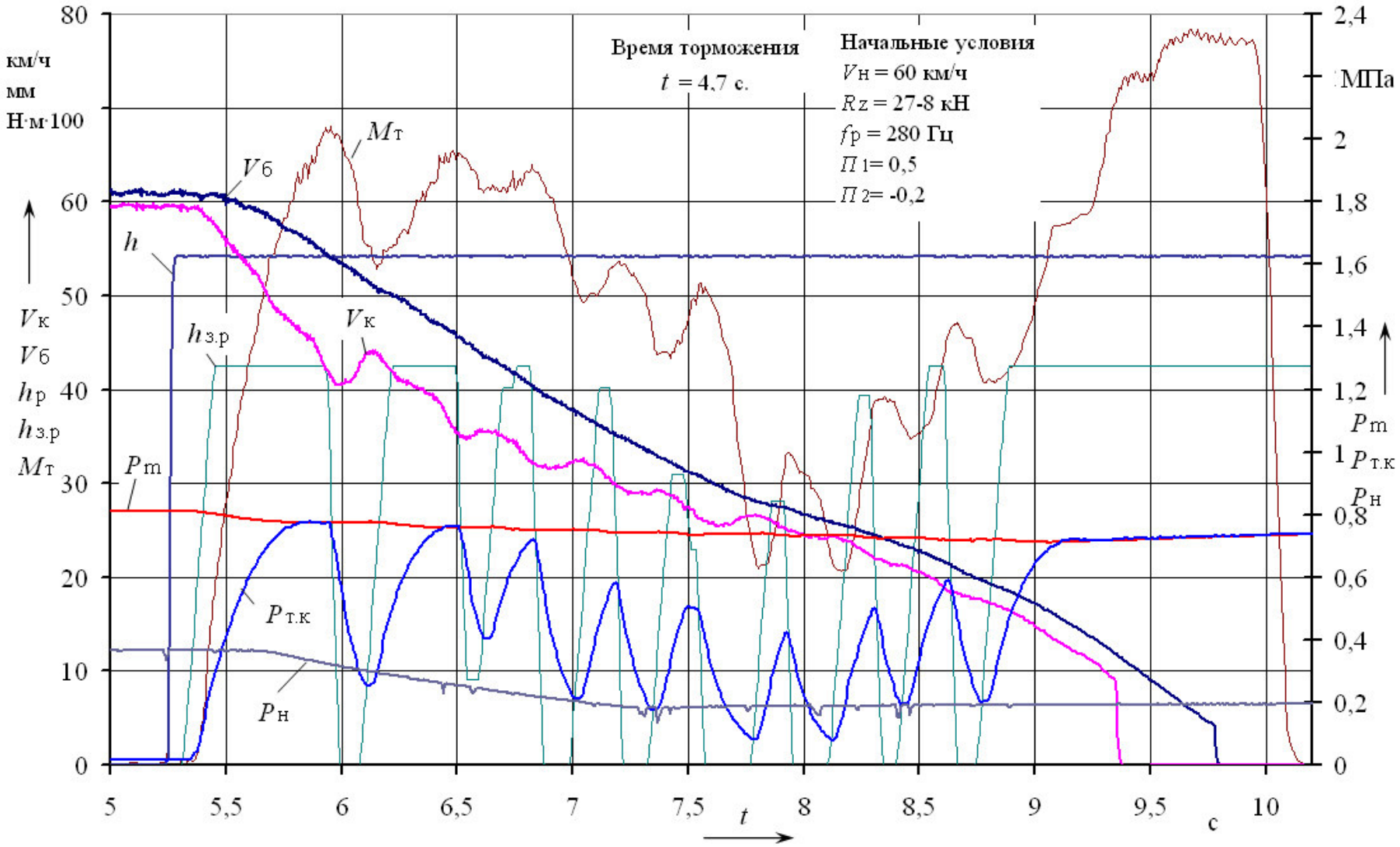


Рис. 8.19. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы с функцией АБС при снижении нагрузки на колесо от 27 до 8 кН

Предложенная конструкция ЭПТС с пропорциональными модуляторами, даже при простом двухфазном алгоритме с прерыванием рабочего цикла, с одинаковыми порогами способна обеспечить безблокировочное качение колеса с достаточно высокой эффективностью. И поэтому возможно использовать одинаковые модуляторы и алгоритм, как для передней, так и для задней оси транспортного средства.

9 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА И ПОДХОДОВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

9.1 Современные тенденции развития тормозных систем с электропневматическим приводом

Появление первых электронных систем на АТС показало их потенциал в улучшении систем активной безопасности и определило дальнейшее развитие тормозных приводов большегрузных автомобилей.

Уровень функциональных возможностей тормозных систем таких производителей как «WABCO» и «KNORR-BREMSE» намного опережает производящиеся тормозные системы отечественных производителей [66, 198–202]. ЭПТП обеспечивает безопасность транспортного средства не только во время торможения, но и при критической скорости движения во время маневрирования [198,201], следит за эксплуатационными характеристиками тормозной системы, такими как степень износа накладок и давление в шинах [199, 203].

Эволюционное развитие тормозных систем, производящихся фирмами «WABCO» и «KNORR-BREMSE», условно можно разделить на несколько уровней и проследить по рис. 9.1.

В странах СНГ в настоящее время отсутствует серийно производящийся аналог ЭПТП. Отечественные производители находятся на первой ступени (рис. 9.1) (производство АБС и ПБС). Антиблокировочной и противопробуксовочной систем в тормозном приводе на сегодняшний день уже не достаточно [204].

Появление электропневматического привода позволило, на его базе, объединить в одну комплексную систему уже имеющиеся электронные системы (АБС, ПБС) и созданные принципиально новые системы управления торможением АТС. Такая система получила название EBS (ЭПТП) и является второй ступенью (рис. 9.1) в эволюции развития тормозных систем. Успешная работа ЭПТП в составе автопоезда стала отправной точкой для перехода на четвёртую ступень (рис. 9.1). Оснащение ЭПТП функциями более высокого уровня. Системы четвёртой

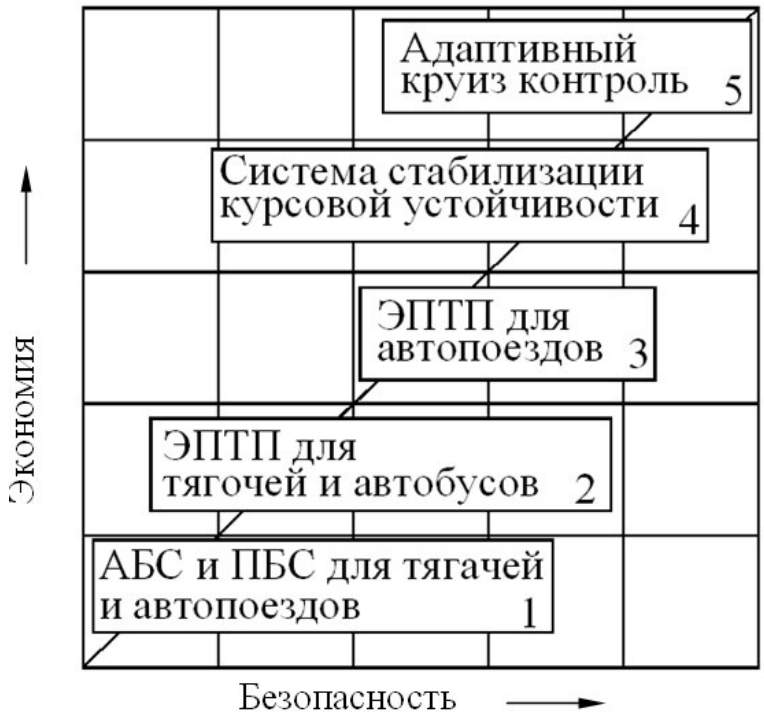


Рис. 9.1. Эволюция и тенденции развития тормозных систем ведущих зарубежных производителей

эволюционной ступени (рис. 9.1) включают в себя АБС, ПБС, систему боковой устойчивости против опрокидывания (RSS) и BVA – систему контроля за износом накладок. Принципиальная схема одной из таких систем приведена на рис. 9.2 [66, 201].

Программа динамической стабилизации, а также система боковой устойчивости против опрокидывания автопоезда выборочно воздействует на тормозные механизмы отдельных колёс и двигатель. Своими действиями система помогает водителю стабилизировать движение автомобиля в критических ситуациях и избежать несчастного случая [200, 205–207].

Системы слежения за давлением в шинах автопоезда при помощи радиоканала передаёт информацию от датчиков давления на приборную панель в кабине автомобиля. Эта функция реализована с целью повышения эффективности АБС, так как в ней важную роль играет поддержание стабильного радиуса колеса [198]. Кроме этого, наличие этой функции помогает водителю поддерживать минимальный коэффициент сопротивления качению.

Система, контролирующая износ накладок, позволяет регулировать интенсивность служебных торможений каждой оси. Интенсивность торможения снижается для тормозных механизмов, у которых накладки имеют больший износ. Выбор интенсивности торможения каждой осью осуществляется при помощи датчиков износа накладок, датчика поло-

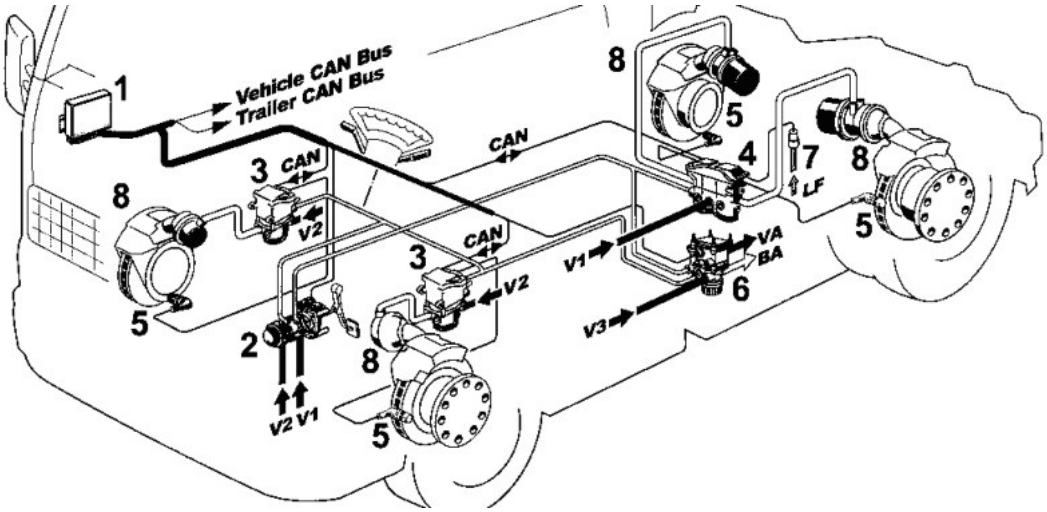


Рис. 9.2. ЭПТП фирмы «KNORR-BREMSE» версия 2.2: 1 – электронный блок управления; 2 – тормозной кран, оснащённый датчиком перемещения; 3 – одноканальный модулятор давления; 4 – двухканальный модулятор давления; 5 – датчики скорости колеса; 6 – модулятор управления тормозами прицепа; 7 – датчик загрузки задней оси; 8 – датчики износа тормозных накладок; V1. . . V3 – питающие магистрали

жения тормозной педали и датчиков частоты вращения колёс. Во время экстренных торможений блоком управления подавляется функция слежения за износом накладок для обеспечения максимальной эффективности торможения. За счет равномерного распределения нагрузки на все колесные тормозные механизмы уменьшается общий износ накладок (рис. 9.3) и их смена на всех осях осуществляется одновременно. Это приводит к снижению затрат на простой и позволяет увеличить срок службы накладок до 20 % [199, 200].

Адаптивный круиз контроль (пятая ступень развития тормозных систем по рис. 9.1) позволяет регулировать скорость и выбирать дистанцию при движении в колонне. В этой системе используют радары и спутниковую систему навигации. Сфера влияния адаптивного круиз контроля выходит за рамки действия только тормозной системы, поскольку предполагается при помощи радарной установки ориентироваться на маркеры на дороге и осуществлять управление автомобилем в условиях ограниченной видимости, а также выполнять экстренные торможения, предотвращающие столкновения, если водитель вовремя не реагирует на изменение дорожной обстановки.

Из проведенного анализа можно отметить, что основой для создания комплексной системы управления движением АТС (ступени *4* и *5* эволюционного развития тормозного привода (см. рис. 9.1)) является

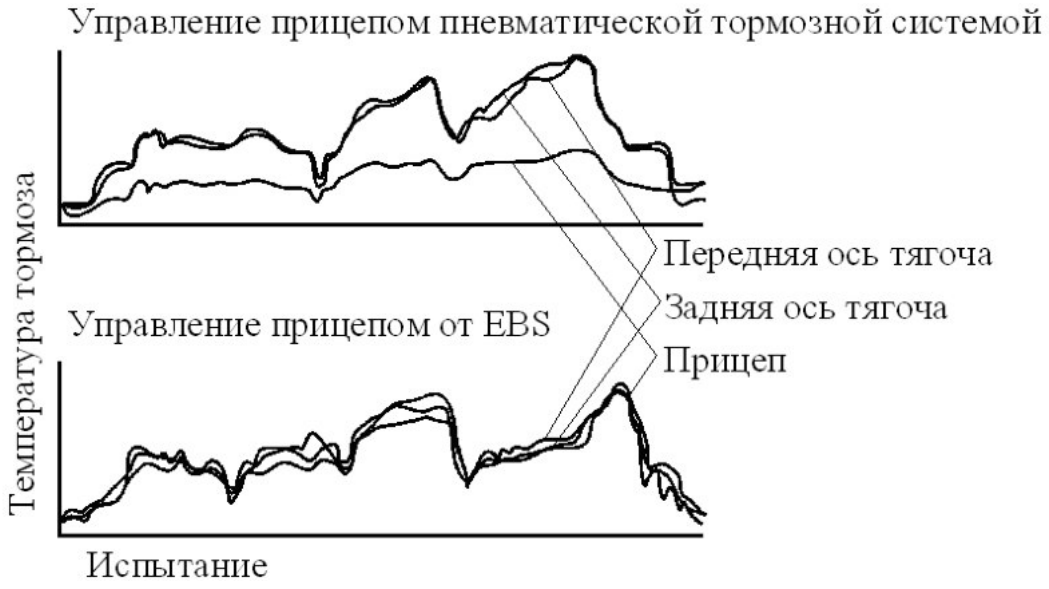


Рис. 9.3. Нагруженость тормозных накладок тягача и прицепа при разных тормозных приводах

электропневматический тормозной привод. Функции ЭПТП используют все автоматические системы управления торможением, поэтому его совершенствование это путь к улучшению работы всех автоматических систем тормозного привода. Переход на следующую эволюционную ступень отечественными автомобильными и агрегатными заводами будет возможен благодаря развитию исследований направленных на изучение рабочих процессов в ЭПТП, а также функциональных связей в нём. Результаты исследований и новые конструкции аппаратов должны быть фундаментом для производства отечественных электропневматических тормозных систем, а также комплексных систем управления торможением АТС.

9.2 Электропневматические модуляторы давления воздуха

Основой создания электропневматического тормозного привода является модулятор давления. Он применяется для осуществления работы АБС, ПБС, ЭПТП и системы курсовой устойчивости [208]. Правильный выбор параметров модулятора давления и контура ЭПТП во многом определяет качество работы тормозной системы [209]. Анализ основных классификационных признаков, представленных на рис. 9.4, помогает получить представление о многообразии модуляторов давления для различных тормозных систем [90, 91, 144, 150, 152, 208–222].

1. По назначению.

Принципиальное отличие модуляторов АБС и ЭПТП состоит в положении запорных клапанов при отсутствии напряжения в обмотке электромагнитов. Для АБС управляющим сигналом является частота вращения колес, впускной клапан её модулятора нормально открыт, а выпускной закрыт, что позволяет воздуху беспрепятственно проходить к тормозной камере во время торможения. Клапана этого модулятора активизируются только при угрозе блокировки колёс [90, 92, 130, 223]. Даже для получения функций ПБС в транспортном средстве с таким модулятором необходим дополнительный клапан впускающий в тормозные камеры воздух с одновременным закрытием выпускного клапана модулятора. Модулятор АБС вступает в работу только при угрозе блокирования колёс [37, 92, 224, 225], при отсутствии блокирования колёс он выполняет только функции клапана быстрого растормаживания (при этом электромагнитные клапана модулятора АБС обесточены).



Рис. 9.4. Классификация электропневматических модуляторов давления

В модуляторе ЭПТП основной управляющий сигнал поступает от педали тормоза или ЭБУ при активизации функций одной из автоматических систем (RSS, BVA, ACC), впускной клапан модулятора нормально закрыт в отличии от модулятора АБС. Положение выпускного клапана зависит от типа ЭПТП. Для повышения быстродействия тормозного привода модулятор ЭПТП установлен максимально близко к тормозным камерам оси, а воздух к нему подводится непосредственно от

ресивера, расположенного вблизи модулятора. Такая схема позволяет выполнять одним и тем же модулятором функции ЭПТП, АБС, ПБС и системы курсовой устойчивости [37,202,203,207,226]. Недостатком такого модулятора является необходимость организации защитного контура, который бы выключал из работы вышедший из строя модулятор давления [225].

2. По канальности.

По числу каналов модуляторы делятся на одно- и двухканальные. Одноканальные модуляторы позволяют управлять величиной давления воздуха в нескольких тормозных камерах синхронно, при этом величина давления в них будет одинаковой. Одноканальный модулятор допустимо использовать на передней оси автомобиля там, где регулирование идёт по меньшему коэффициенту сцепления для АБС и удаление от центрального ЭБУ не велико рис. 9.6 и рис.9.7. Там, где расстояния до центрального ЭБУ большое (тормозные механизмы задней оси или полуприцепа), модулятор для уменьшения числа проводов имеет собственный ЭБУ, поэтому он управляет всеми колёсами, расположенными в непосредственной близости друг от друга. Применение двух одноканальных модуляторов для управления каждым бортом полуприцепа не целесообразно так как для этого потребовалось бы два ЭБУ. С целью удешевления конструкции были созданы двухканальные модуляторы рис. 9.5, в их корпусе установлено два независимо функционирующих модулятора, управляемых единым электронным блоком.

3 По типу привода запорных органов и их привода.

Запорный орган модулятора может быть выполнен в виде клапана или золотника. Клапаны модулятора так же, как и других приборов пневматического тормозного привода, классифицируются по следующим признакам:

– форме (сферический, конический, плоский);

– материалу (резиновый, пластмассовый, металлический);

– конструкции (одинарный или двойной, разгруженный или неразгруженный).

Золотниковые модуляторы не получили массового распространения, так как обладают значительным гистерезисом и ходом при работе золотника. Клапаны модулятора выполняют мембранными или поршневыми. Для обеспечения необходимого проходного сечения им приходиться совершать гораздо меньший ход, чем золотнику, что сказывается на повышении быстродействия.

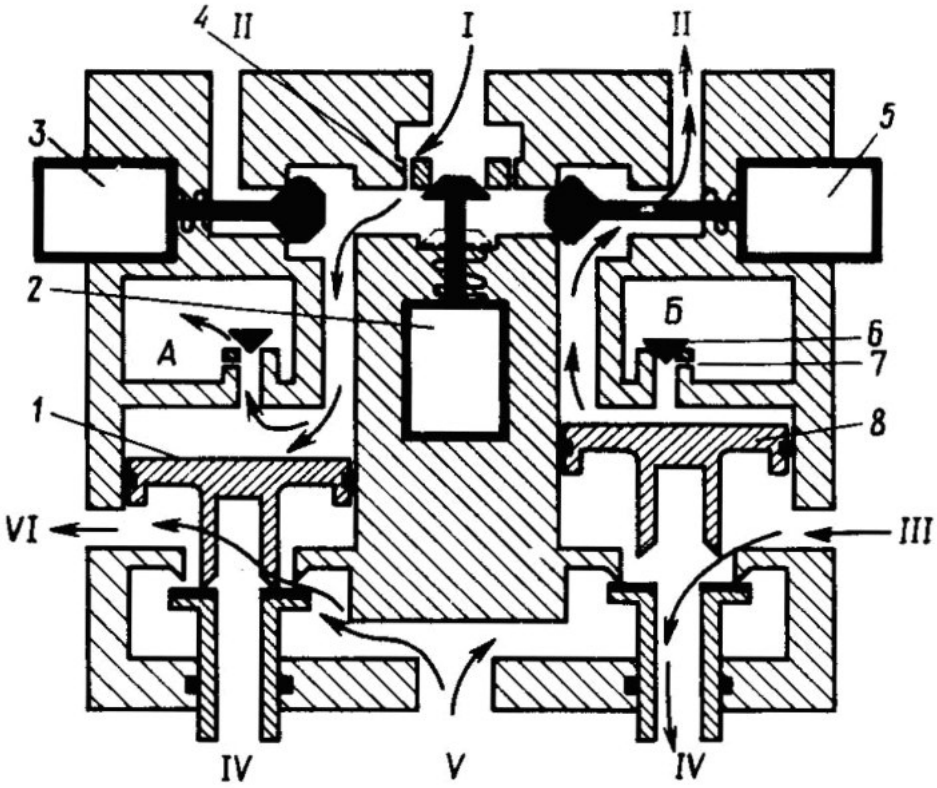


Рис. 9.5. Схема двухканального модулятора АБС Skidchek DGX: I – выход к тормозному крану; II, IV – выходы в атмосферу; III, VI – выходы к тормозной камере; V – выход к ресиверу; 1, 8 – поршни; 2 – центральный электроклапан; 3, 5 – электроклапаны; 4, 7 – дроссельные отверстия; 6 обратный клапан; А, Б – полости модулятора

Соединение между запорным органом и электромагнитом может быть непосредственным (механическим) или через пневмоусилитель. Первые требуют мощных электромагнитов, поэтому распространения не получили. Вторые сложнее, так как включают в себя, помимо управляющей секции, еще и пневмоусилитель (для перемещения запорного органа используется не только усилие электромагнитного привода, но дополнительно и энергия сжатого воздуха). Модуляторы с пневмоусилением наиболее распространены, так как позволяют снизить требования к мощности электромагнита, что снижает запаздывание при срабатывании модулятора.

4 По типу пневматического усилителя.

Конструктивно пневмоусилитель модулятора может быть выполнен диафрагменным или поршневым [224, 226, 227]. Поршневые аппараты (рис. 9.6) выполняются обычно на базе стандартных ускорительных клапанов. Это унифицирует их с обычными пневмоаппаратами, облегчает и удешевляет изготовление.

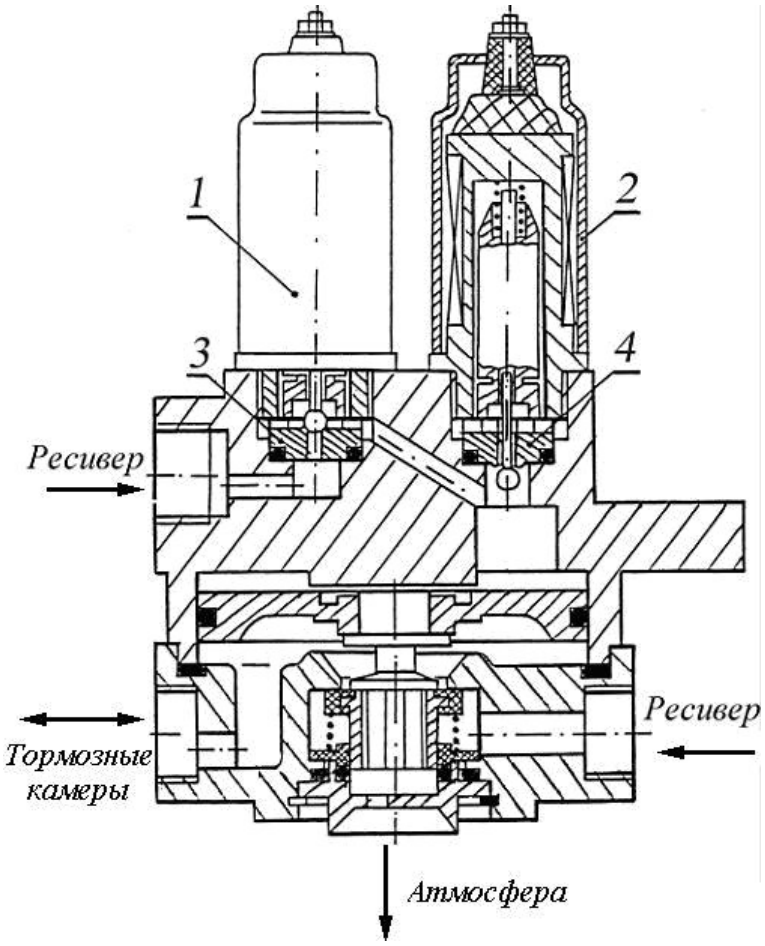


Рис. 9.6. Модулятор давления на базе ускорительнозго клапана: 1 – впускной электроклапан; 2 – выпускной электроклапан; 3, 4 – седла клапанов

Однако таким модуляторам свойственны два недостатка. Это повышенные габариты и масса, так как уменьшение диаметров поршней ведет к увеличению зоны нечувствительности и ухудшению следящего действия. Из-за этого модулятор имеет повышенную инерционность и малое быстродействие. Второй недостаток – наличие трущихся уплотнений. Мембранные модуляторы рис. 9.7 лишены этих недостатков, достаточно надежны и просты в эксплуатации, но, в свою очередь, они имеют меньшие проходные сечения и обычно не унифицированы с другими аппаратами.

5 По нормальному состоянию запорных органов.

Нормально открытый впускной и нормально закрытый выпускной клапан используется, как уже было отмечено, для модуляторов АБС. Для модуляторов ЭПТП используется обратная комбинация клапанов. При наличии в модуляторе обоих нормально закрытых клапанов его используют совместно с аварийным клапаном в ЭПТП.

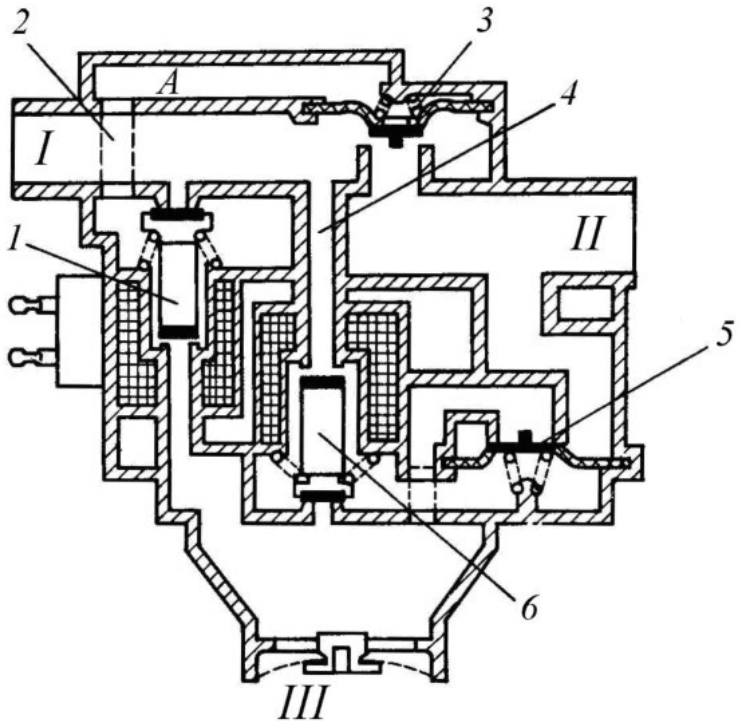


Рис. 9.7. Схема модулятора фирмы WABCO: 1 и 6 – электроклапаны; 2 и 4 – каналы модулятора; 3 и 5 – пневмоклапаны; А – полость модулятора; I – выход к тормозному крану; II – выход к тормозной камере; III – выход в атмосферу

6 По структуре рабочего цикла.

Реализованные на практике АБС, ПБС и ЭПТП по структуре рабочего цикла разделяются на двухфазные рис. 9.8 (снижение давления в тормозной камере – повышение давления) и трехфазные рис. 9.7 (снижение давления – выдержка – повышение давления). Аналогично этому модуляторы могут быть двухфазные и трехфазные [226, 228–230]. Двухфазные во время работы расходуют рабочее тело больше трёхфазных из-за отсутствия фазы выдержки.

Двухфазные модуляторы проще и дешевле, так как используют только один электромагнит, но менее приспособлены к отработке сложных алгоритмов, поэтому их точность регулирования ниже. Даже несмотря на то, что для уменьшения расхода сжатого воздуха используется в конструкции модуляторов элементы «пневмопамяти».

Трёхфазный алгоритм работы прочно устоялся в модуляторах тормозных систем автотранспортных средств. Он позволяет не только экономно расходовать рабочее тело, но и реализовывать более сложные алгоритмы работы. Например, при работе системы курсовой устойчивости или АБС используется ступенчатое предварительное повышение давления в тормозных камерах для компенсации гистерезиса в тормо-

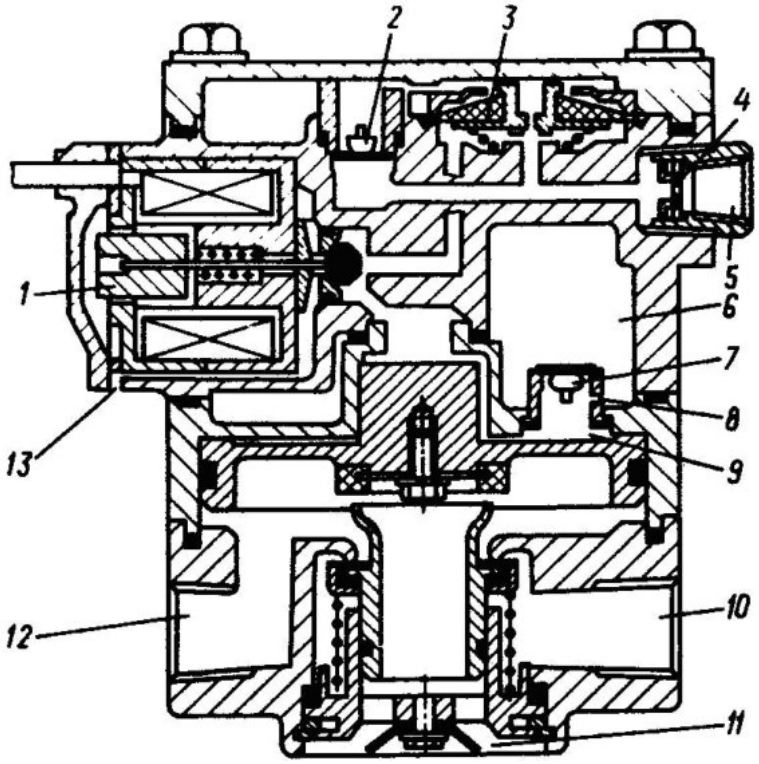


Рис. 9.8. Схема модулятора фирмы Girling:1 – электромагнитный клапан; 2 и 7 – обратные клапаны; 3 – запорный клапан; 4 – дроссельный клапан; 5 – вывод к тормозному крану; 6 – объем пневмопамяти; 8 – дроссель; 9 – управляющая полость следящего механизма; 10 – вывод к ресиверу; 11 и 13 – выводы в атмосферу; 12 – вывод к тормозным камерам

зном механизме, что существенно повышает качество работы АБС особенно при управлении барабанным тормозным механизмом. В этом случае алгоритм управления АБС, может содержать до пяти фаз.

7 Релейные модуляторы составляют большинство в тормозных системах автотранспортных средств. Их производят фирмы WABCO, Knorr-Bremse, Bendix, Bosch. К релейным модуляторам относятся электромагнитные модуляторы давления, работающие по двух- трёх- или многофазному рабочему циклу. Их электромагниты просты в изготовлении, в управлении и неприхотливы в эксплуатации.

Они имеют только два чётких положения – открыто и закрыто. Для пропорциональных модуляторов используют пропорциональные магниты, но ввиду нестабильности характеристик магнитов их применение ограничено и не получило широкого распространения в тормозных системах автотранспортных средств. Фирма WABCO в конструкции своей тормозной системы использует так называемый квазипропорциональный модулятор (рис. 9.9) [202], который получил название из-за принципа работы электромагнита.

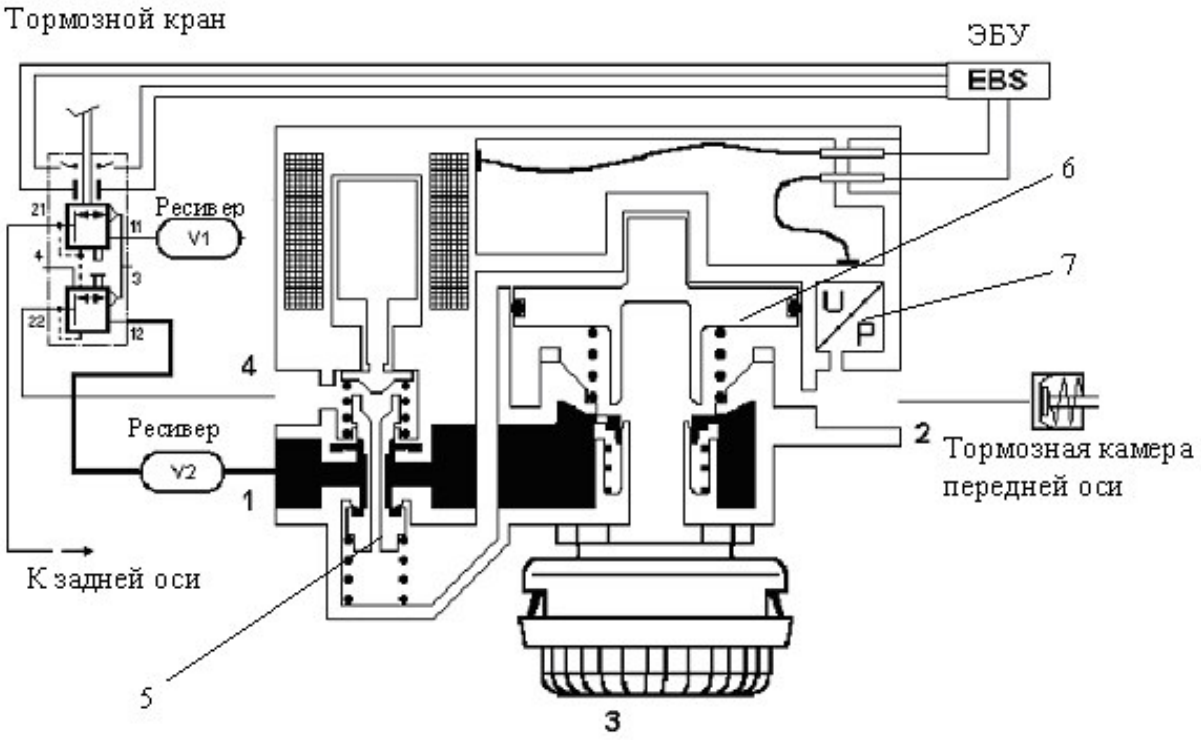


Рис. 9.9. Подключение следящего ускорительного клапана: 1 – впускной канал от ресивера; 2 – выпускной канал к исполнительному механизму; 3 – атмосферный клапан; 4 – впускной канал от тормозного крана; 5 – пропорциональный, электромагнитный клапан; 6 – следящий поршень; 7 – датчик давления

На обычный релейный магнит подаётся напряжение по принципу широтноимпульсной модуляции, что позволяет регулировать электромагнитную силу на якоре электромагнита. В результате баланса электромагнитной силы и давления воздуха на клапан последний закрывается при достижении определенного давления в модуляторе. Такая конструкция позволяет пропорционально степени нажатия на педаль тормоза менять давление в тормозной камере. Однако работа модулятора всё равно контролируется датчиком давления и корректируется ЭБУ по причине нестабильности зависимости между напряжением подаваемым на обмотку и силой на якоре электромагнита.

Аналоговые модуляторы рис. 9.10 и рис. 9.11 позволяют управлять объектом регулирования непрерывно. Они также имеют ряд недостатков в зависимости от функций, на них возложенных.

О недостатках модуляторов с пропорциональными магнитами уже упоминалось ранее, а струйные имеют неустранимые, необходимые для работы модулятора, утечки, сопровождающие работу тормозного привода даже при отсутствии торможения рис. 9.11.

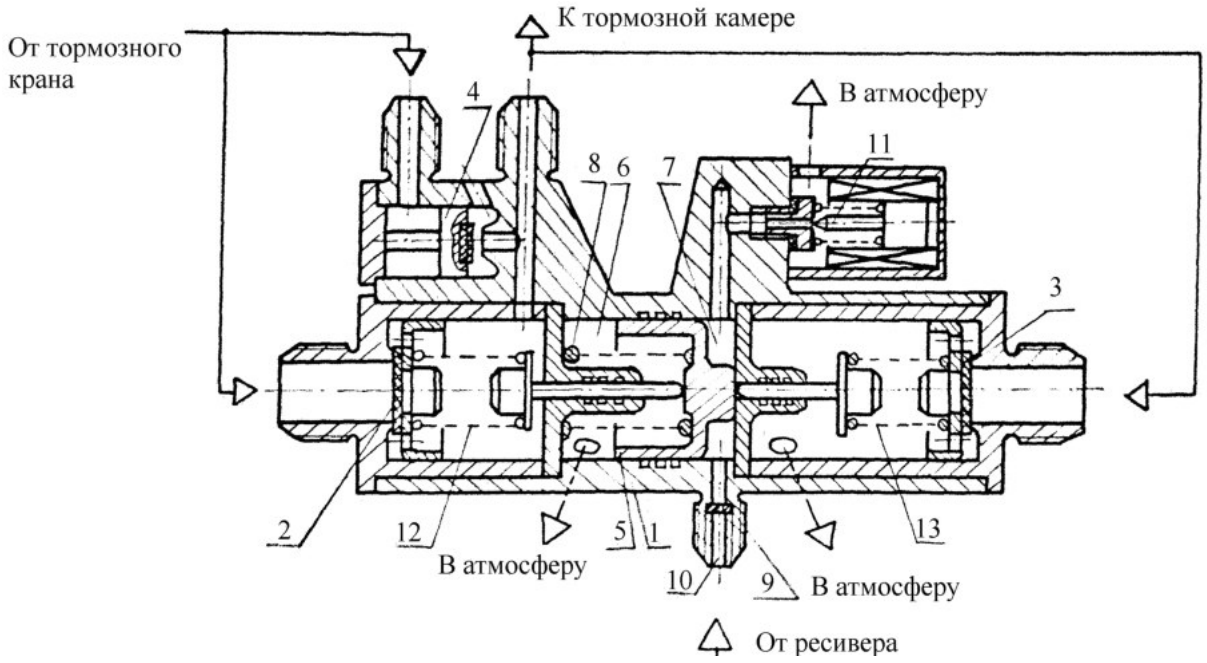


Рис. 9.10. Аналоговый модулятор со струйным регулятором: 1 – корпус; 2 и 3 – впускной и выпускной клапаны; 4 – клапан оттормаживания; 5 – поршень; 6 и 7 – полости; 8 – пружина поршня; 9 – дроссель; 10 – канал; 11 – регулятор; 12 и 13 – пружины клапанов

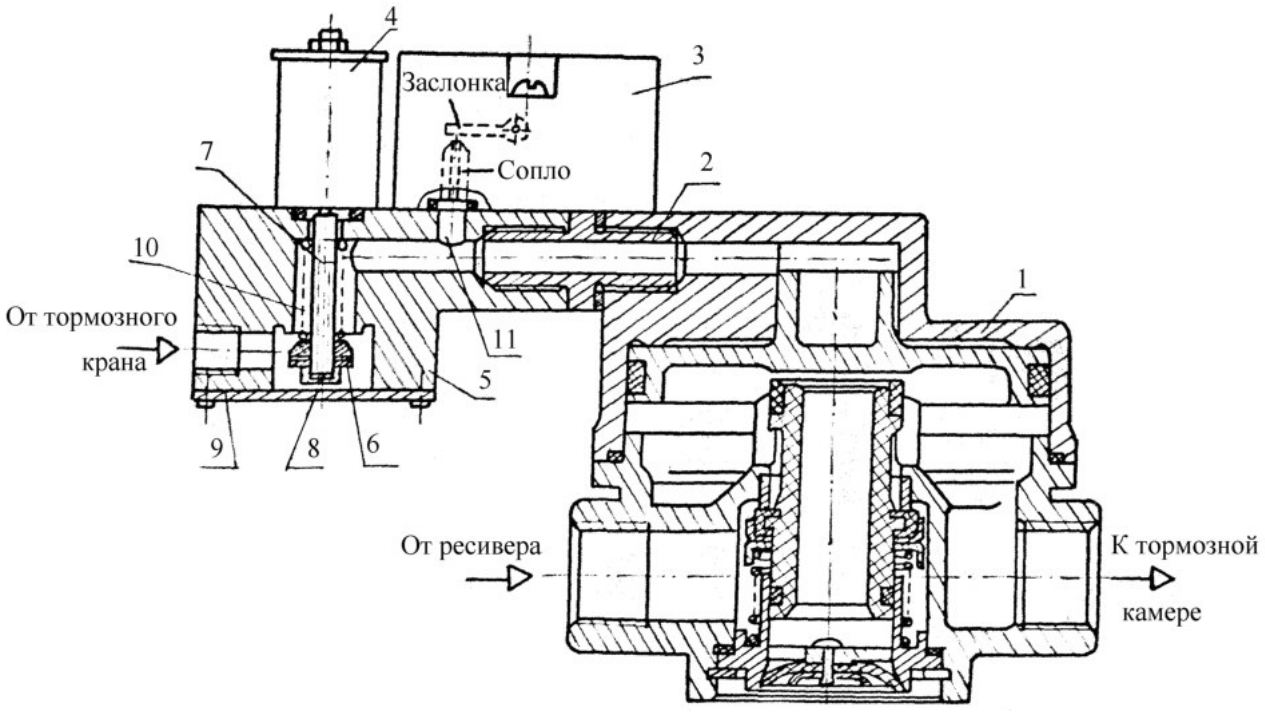


Рис. 9.11. Аналоговый модулятор на базе ускорительного клапана: 1 – ускорительный клапан; 2 – штуцер; 3 – преобразователь; 4 – соленоид; 5 – корпус дополнительный; 6 – отсечной клапан; 7 – шток полый; 8 – дроссель; 9 – крышка; 10 – пружина; 11 – канал к соплу

Таблица 9.1

Параметры модуляторов АБС (трехфазный ЗИЛ, трехфазный DBA, двухфазный Girling) [208]

Параметры			Модуляторы		
			Трехфазный ЗИЛ	Трехфазный DBA	Двухфазный Girling
Номинальное напряжение питания, В			12	12	12
Номинальное напряжение устойчивой работы, В			10	10	6
Время запаздывания модулятора, $t_{зап}$, с	Выпуск Впуск		0,022 0,012	0,042 0,018	0,023 0,014
Интенсивность изменения давления в подсоединенном объеме dp/dt, (кгс/см^2)/с:	V = 0,5 л	Выпуск Впуск	95 134	45 75	100 138
	V = 1,0 л	Выпуск Впуск	70 98	42 71	72 103
Максимальная частота полных циклов при давлении 8 кгс/см^2, цикл/с:	V = 0,5 л V = 1,0 л		4,1 2,8	2,2 2,0	4,5 3,0
Габаритные размеры, мм			105×105×130	200×190×160	85×50×110
Масса, кг			1,78	3,54	0,73
Может выполнять функции			ускорительного клапана	ускорительного клапана и клапана быстрого растормаживания	

Аналоговые модуляторы с управлением от электродвигателя получили наименьшее распространение. Основными недостатками препятствующими внедрению в серийное производство стали их стоимость и большая масса, в сравнении с другими типами модуляторов [224]. Применение в конструкции модулятора коллекторного электродвигателя (например постоянного тока) также отрицательно сказывается на надёжности работы. Повысить надёжность работы удаётся за счёт применения безколлекторных электродвигателей (например шаговых), что в свою очередь сказывается на увеличении стоимости. Кроме этого шаговый двигатель обладает свойством дискретности шагов, поэтому модулятор на его базе можно назвать квазипропорциональным.

9.3 Анализ работы контуров аварийной тормозной системы для транспортных средств, оснащённых электропневматическим тормозным приводом

Тормозной электропневматический привод – система, состоящая из электрической и пневматической подсистем. Поэтому в ней, естественно, могут возникнуть неисправности не только механического характера, как у обычного, пневматического тормозного привода, но и сугубо «электрического». Например, могут выйти из строя электронный блок управления или электромагниты, а также электросеть и источники электропитания. В связи с этим современная тормозная система требует более тщательного подхода и к проектированию её контура аварийной тормозной системы. Он должен надёжно срабатывать при отказе как пневматической, так и электрической подсистем. У каждого производителя свой подход к решению этой проблемы. Наиболее простой способ аварийного торможения колёс передней оси АТС – модуляторы с нормально открытым впускным клапаном. Такая схема при отсутствии торможения ничем не отличается от контура обычной пневматической тормозной системы с модулятором АБС. Модуляторы перекрывают доступ воздуха в тормозные камеры передней оси только после подачи управляющего сигнала на их электромагниты, что происходит при работе тормозной системы в режиме АБС. Несмотря на простоту конструкции аварийного контура, быстродействие рабочей тормозной системы не повышается, в сравнении с обычной пневматической тормозной системой. Это особенно заметно у автопоезда. Поэто-

му актуально использовать подобный принцип только при небольшом расстоянии от тормозного крана до тормозных камер, например для передней оси. Как преимущество стоит отметить, что данная система позволяет производить аварийное торможение механизмами передней оси в автоматическом режиме, без совершения дополнительных действий водителем [128, 225, 231].

Анализ зарубежных и отечественных ЭПТП показал, что основное отличие его схем для различных АТС состоит в типе и конструкции применяемых модуляторов, а также организации контуров аварийной тормозной системы [202,225]. Комплектация привода зависит от выполняемых им функций. В контуре тормозных механизмов задней тележки или оси, а также тормозных механизмов прицепа используют модуляторы с нормально закрытым впускным клапаном, это обеспечивает необходимое быстродействие и очерёдность срабатывания. На сегодняшний день все фирмы производящие ЭПТП, для управления тормозными механизмами задней оси, используют двухканальные модуляторы с закрытым входом или полностью закрытые [203, 207]. Такие модуляторы способны работать не только в режиме ЭПТП, но и выполнять функции АБС, ПБС и системы курсовой устойчивости. Таким образом один аппарат обеспечивает работу четырёх тормозных камер, на задней тележке тягача, или шести тормозных камер на прицепе. Тип модулятора для передней оси определяется в зависимости от базы автомобиля и места установки тормозного крана. Некоторые фирмы-производители ЭПТП допускают установку на переднюю ось модулятора с закрытым выходом. Это незначительно ухудшает быстродействие, но позволяет упростить контур аварийной тормозной системы. Для выполнения приводом дополнительных функций, таких как функции АБС, ПБС контур передней оси дополнительно оснащают соответствующими модуляторами. С целью выполнения функции РТС дополнительно устанавливается датчик загрузки задней оси *7* (см.рис. 9.2) что позволяет поддерживать минимальный расход воздуха во время работы АБС задней оси или совсем выполнять торможение без включения АБС.

Впускной клапан модулятора тормозных механизмов задней оси, для повышения быстродействия, работает по схеме «нормально закрыт», что требует управляющего воздействия для приведения в действие аварийной тормозной системы. Главный недостаток рассмотренного принципа состоит в том, что время приведения в действие аварийной тормозной системы зависит от реакции и опыта водителя.

Работы над созданием надёжного ЭПТП привели Белорусских учёных к схеме ЭПТП с резервированием обмоток питания электромагнитов (рис. 9.12) [225].

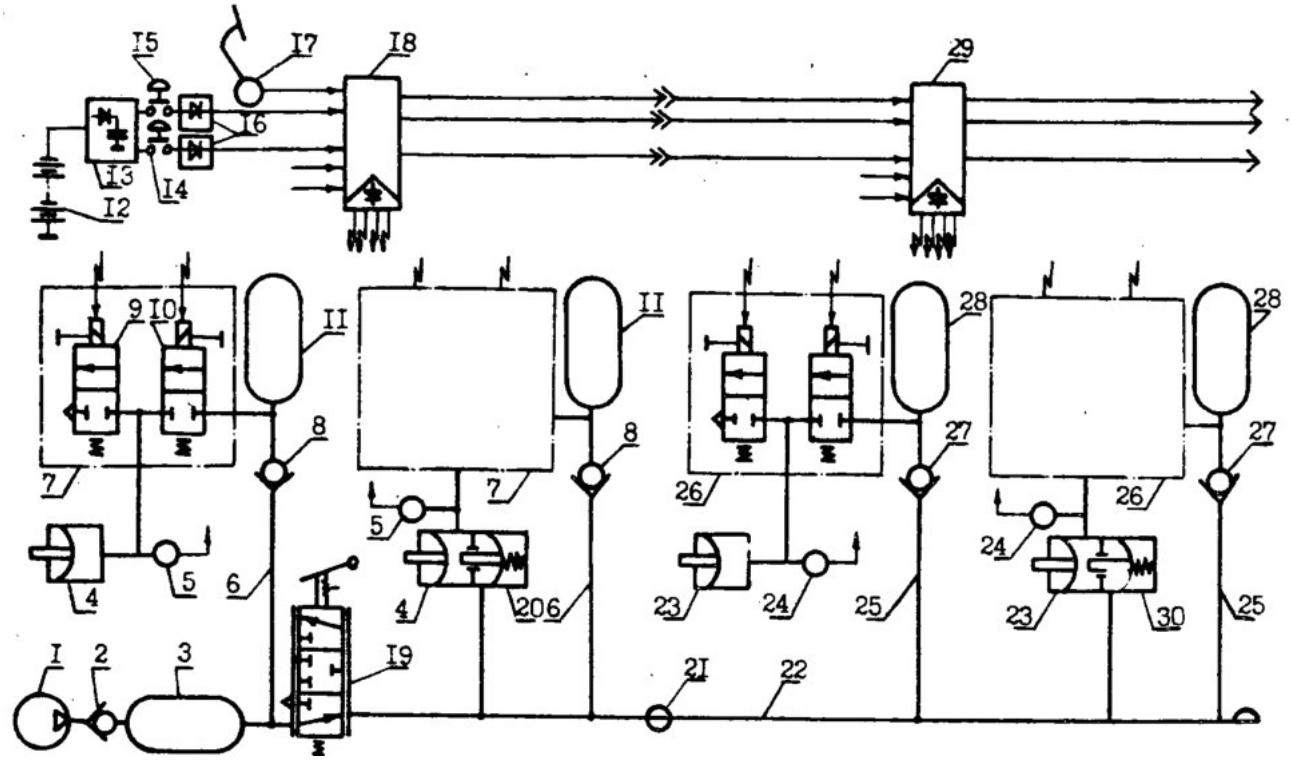


Рис. 9.12. ЭПТП тормозов многозвенного транспортного средства с резервированием электрической цепи питания обмоток электромагнитных клапанов

При выходе из строя рабочей тормозной системы (электронных блоков, датчиков *5*, *7*, *24* и *26*, источника питания *12* и т.д.) торможение и оттормаживание осуществляется системой аварийного торможения. Таким образом, при нажатии на кнопку *15* замыкаются её контакты и обмотки электроклапанов наполнения *10* модуляторов *7* соединяются через блокирующие диоды *16* с источником электропитания *12*. Электроклапаны наполнения *10* переходят в активное положение и соединяют ресиверы *11* с тормозными камерами *4*.

Таким образом, одновременно срабатывают тормоза на всех колёсах транспортного средства, что предотвращает складывание его звеньев. При выходе из строя источника электропитания *12* обмотки электроклапанов соединяются с конденсатором *13*. В этом случае осуществляется лишь экстренное торможение. При нажатии на кнопку *14* происходит растормаживание. Блокирующие диоды установлены для предотвращения влияния электрической части рабочей тормозной системы на

аварийную систему и наоборот. Управление стояночной тормозной системой осуществляется ручным краном *19*, через который сжатый воздух подаётся или выпускается из пружинных энергоаккумуляторов. Из-за того, что аварийная тормозная система такого ЭПТП включается отдельным органом управления и требует молниеносной реакции от водителя, такой принцип в аварийной ситуации практически не имеет преимущества по сравнению с обычной тормозной системой. Описанная конструкция получила дальнейшее развитие в разработках белорусских специалистов, которые установили автоматическое устройство в контуре тормозных механизмов задних колёс (рис. 9.13) [225].

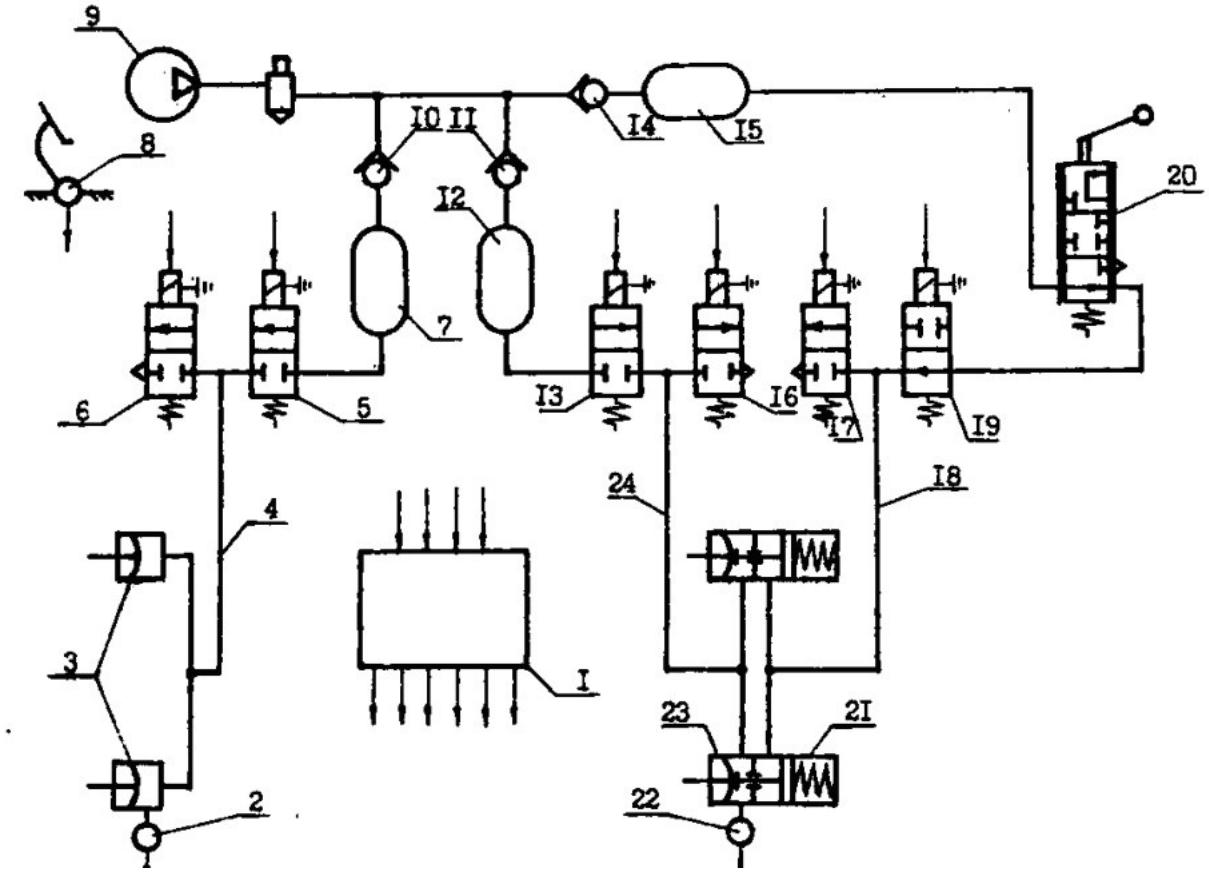


Рис. 9.13. Модульный ЭПТП тормозов с автоматическим срабатыванием аварийной тормозной системы в случае отказа рабочей тормозной системы

В случае выхода из строя контура задних тормозных камер (отказ клапана *13*, разрыв магистрали *24*, разрыв диафрагмы тормозной камеры *24*, и т. п.) работа тормозного привода происходит следующим образом. При воздействии на тормозную педаль давление в тормозных камерах не нарастает вследствие неисправности в контуре задних тормозных камер. Сигнал на выходе датчика *22* не соответствует уровню сигнала на выходе датчика *8*. Поэтому электронный блок *1* подаёт управляющие

сигналы на клапаны *17* и *19*, которые занимают активную позицию. При этом клапан *19* разобщает полости энергоаккумуляторов с ресивером *15*, а клапан *17* начинает срабатывать с частотой, определяемой заложенным в электронный блок алгоритмом, обеспечивая полное затормаживание колёс заднего моста за $0,8$ с. При оттормаживании сигнал на датчике *8* отсутствует, электронный блок *1* прекращает подачу управляющего сигнала на электромагниты *17* и *19*, они занимают исходное положение, в котором электромагнитный клапан наполнения сообщает полости энергоаккумуляторов с ресивером *15*, а клапан сброса *17* закрывает атмосферный выход. Транспортное средство расторможено. В случае полного выхода из строя электроники торможение осуществляется ручным тормозным краном *20*, который позволяет водителю выборочно сообщать полости энергоаккумуляторов с атмосферой или ресивером *15*.

К преимуществам данной схемы стоит отнести возможность обеспечения торможения транспортного средства даже при разрыве мембраны тормозной камеры, однако работа аварийного контура в автоматическом режиме возможна только при исправном электронном блоке и подпедальном датчике *ОС 8*. При выходе из строя электронного блока возникает необходимость во вмешательстве водителя.

Наиболее удачное решение это внедрение автоматического контура аварийной тормозной системы. Реализацию такого решения используют мировые лидеры, фирмы «WABCO» и «KNORR-BREMSE» [66,200]. Разработанный специалистами фирмы «WABCO» [202] тормозной привод (рис. 9.14) обеспечивает автоматическое аварийное торможение автомобиля при любых неполадках модулятора или подпедального датчика. Эта схема, конечно, сложнее и дороже рассмотренных выше, но гораздо быстрее приводит в действие аварийную тормозную систему в аварийной ситуации.

В некоторых ситуациях водитель даже может и не почувствовать момент перехода с рабочей тормозной системы на аварийную. Его участие сводится к перемещению педали тормоза.

Применение следящего поршня *6* (рис. 9.15), в конструкции клапана *3* (рис. 9.14), позволило точно отслеживать изменение давления в тормозном кране и тем самым обеспечить автоматический переход на аварийное торможение при выходе из строя электрической части электропневматического привода. Это достигается за счёт отверстия *8* (рис. 9.15) в клапане, который управляется пропорциональным магнитом *5*.

За счёт пропорционального электромагнитного клапана *5* (рис. 9.15) достигается более высокое быстродействие, чем у обычного пневматического привода, во время служебных торможений.

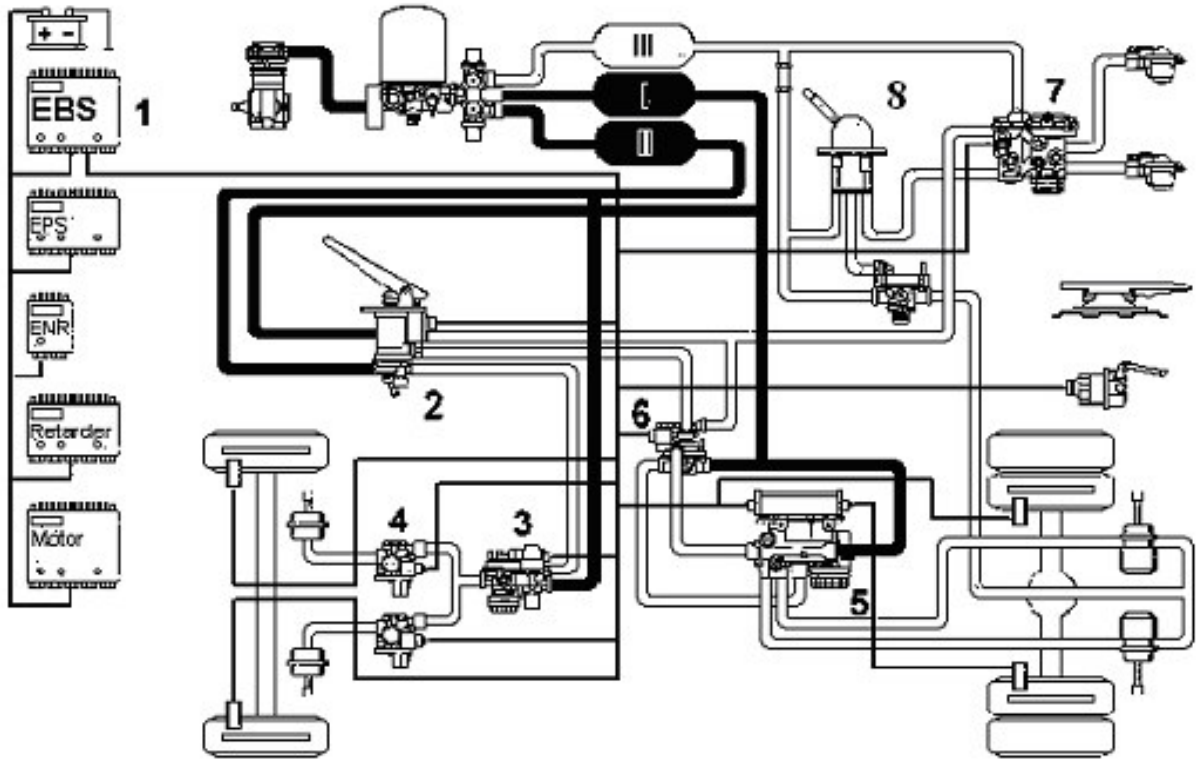


Рис. 9.14. Схема ЭПТП для автомобиля тягача фирмы WABCO:
1 – центральный блок управления; 2 – тормозной кран; 3 – следящий ускорительный клапан; 4 – электромагнитный клапан АБС; 5 – модулятор заднего моста; 6 – защитный клапан; 7 – кран управления тормозами прицепа; 8 – ручной кран управления стояночной и аварийной тормозной системами

Электромагнитный клапан срабатывает, как только водитель начинает перемещать педаль тормоза, пропуская в полость над поршнем *6* воздух, под давлением соответствующим положению педали тормозного крана. На выходе из модулятора давление находится в прямой зависимости от магнитного потока, контролируемого электронным блоком посредством широтноимпульсной модуляции.

Небольшой гистерезис обеспечивает широкий диапазон давлений в управляющей полости модулятора, который допускает как очень быстрые так и квазистационарные перемещения поршня. Функция антиблокировочной системы при этом полностью возложена на модуляторы АБС (поз. *4* рис. 9.14). Для управления тормозными механизмами задней оси автомобиля устанавливается двухканальный модулятор давления *5* (рис. 9.14) с нормально закрытым впускным клапаном, который

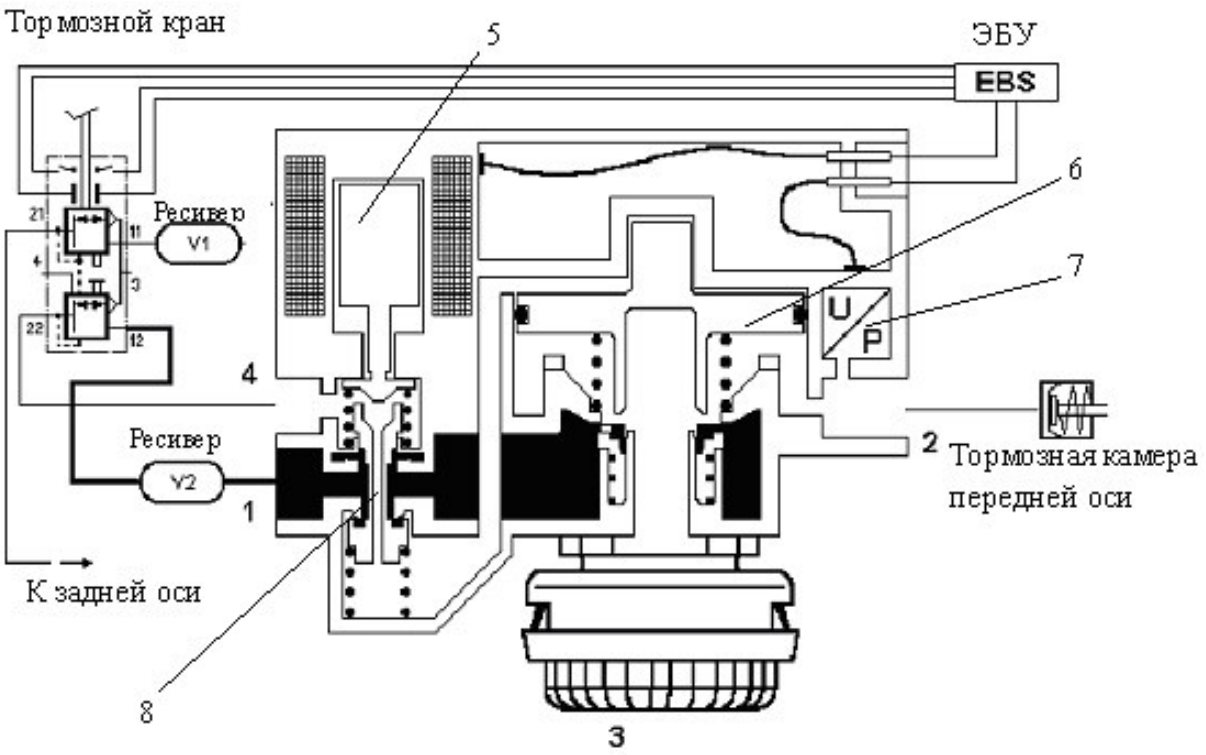


Рис. 9.15. Подключение следящего ускорительного клапана: 1 – впускной канал от ресивера; 2 – выпускной канал к исполнительному механизму; 3 – атмосферный клапан; 4 – впускной канал от тормозного крана; 5 – пропорциональный, электромагнитный клапан; 6 – следящий поршень; 7 – датчик давления; 8 – канал аварийной тормозной системы

совмещает в себе функции АБС, ПБС и системы курсовой устойчивости. Автоматический переход в режим аварийного торможения обеспечивается защитным клапаном *6*, который представляет собой сочетание ускорительного клапана с блокирующим электромагнитным клапаном (рис. 9.16), а также двух двухмагистральных клапанов *8*, интегрированных в модулятор задней оси.

Во время служебного торможения давление от модулятора по каналу *23* воздействует на поршень *6* в результате чего клапан *7* закрыт и контур аварийной тормозной системы отключается от тормозных камер задней оси.

При отсутствии давления на выходе *23* (что может возникнуть при любой поломке модулятора или электронного блока) клапан *7* защитного клапана остаётся открытым и давление от тормозного крана воздействует на поршень *5* включая контур аварийной тормозной системы. Во время работы АБС при экстренном торможении давление на выходе *23* снижается, что может привести к самопроизвольному открытию клапана *7* и срабатыванию аварийного конура. Для исключения этого недо-

статка в конструкции предусмотрен блокирующий электромагнитный клапан *4* который отсекает полость поршня *6* при работе АБС сохраняя в ней давление, которое было до вступления в работу АБС или системы курсовой устойчивости.

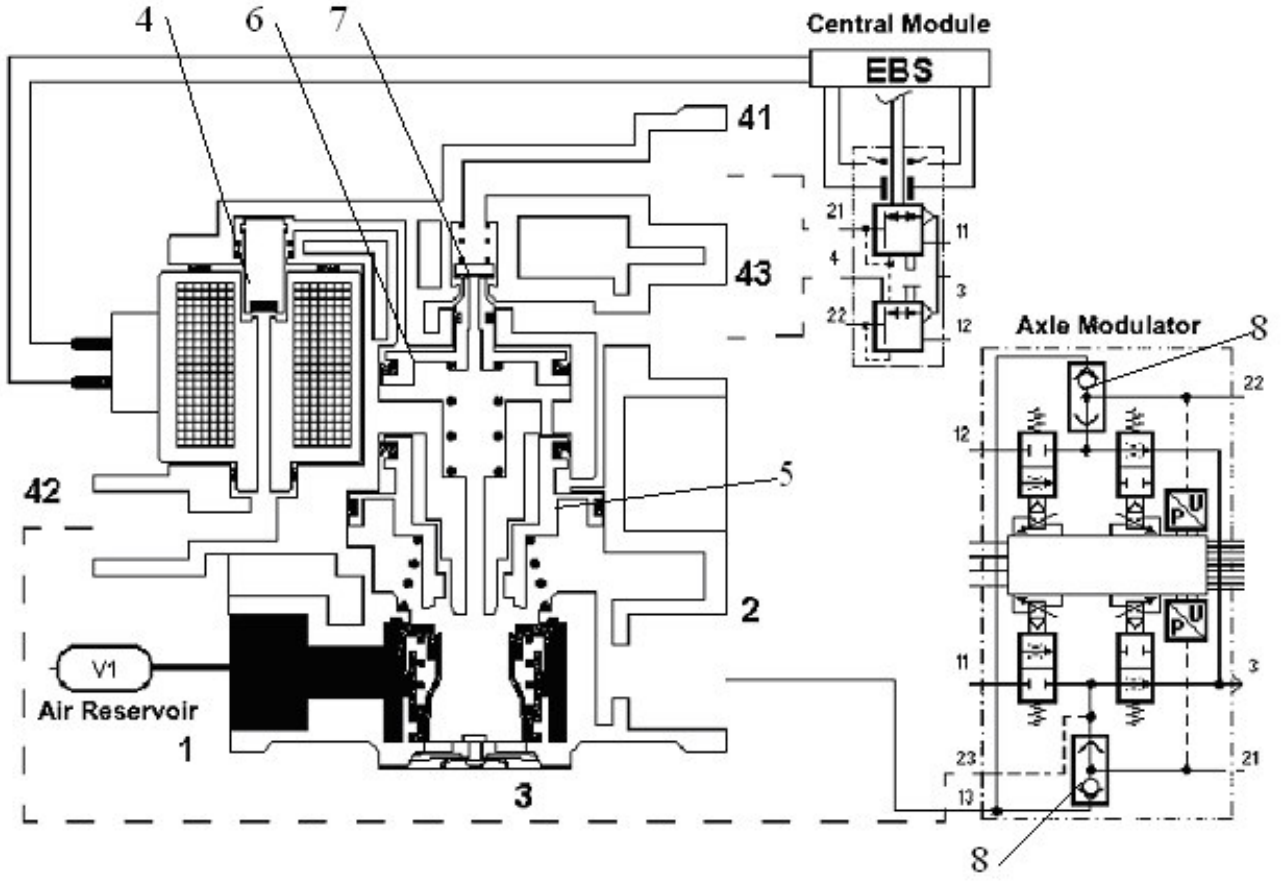


Рис. 9.16. Подключение защитного клапана

Специалистами *ХНАДУ* в 2000 году была предложена схема электропневматического тормозного привода, в которой на входе в управляющую полость модулятора давления с нормально закрытым впускным клапаном устанавливался двухпозиционный электромагнитный клапан прямого действия *13* (см. рис. 9.17).

Он выполняет функцию защитного клапана и предназначен для отключения аварийной ветви при торможении штатной, электропневматической системой. При выходе из строя модулятора давления или отсутствии электропитания электронного блока управления, модулятора или самого клапана двухпозиционный электромагнитный клапан оставляет открытым канал для доступа воздуха из аварийной тормозной ветви к тормозным камерам. Такой же принцип реализован и фирмой «KNORR-BREMSE» (см. рис. 9.18) [66].

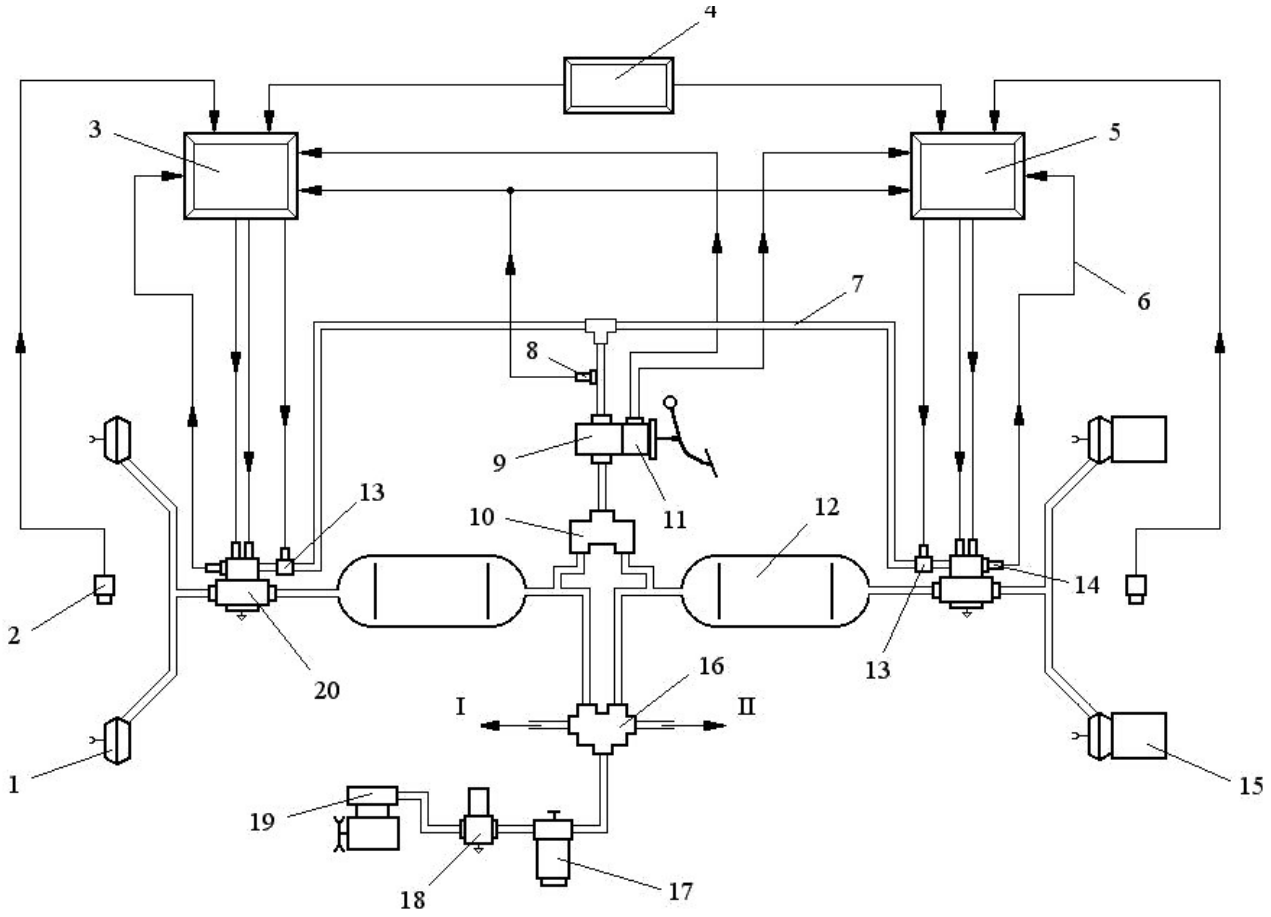


Рис. 9.17. Принципиальная схема ЭПТП ХНАДУ: I – подвод воздуха к контуру вспомогательной тормозной системы и прочим потребителям; II – подвод воздуха к контуру стояночной и аварийной тормозным системам; 1 – тормозные камеры; 2 – датчик нагрузки; 3 и 5 – электронные блоки управления контурами передней и задней оси (тележки) соответственно; 4 – блок аварийного питания; 6 – линии электрической связи; 7 – воздухопроводы; 8 – датчик давления; 9 – односекционный тормозной кран; 10 – двух магистральный клапан; 11 – датчик хода педали; 12 – ресивер; 13 – электромагнитный клапан; 14 – датчик давления обратной связи; 15 – тормозные камеры с пружинными энергоаккумуляторами; 16 – четырехконтурный защитный клапан; 17 – предохранитель от замерзания; 18 – регулятор давления; 19 – компрессор; 20 – электропневматический модулятор давления

В современном электропневматическом тормозном приводе тормозной кран попрежнему остаётся элементом, не имеющим дублёра. Поэтому в конструкции электропневмопривода включают ручной кран управления стояночной и аварийной тормозной системой, скорость управления которым в экстренной ситуации очень сильно зависит от человеческого фактора.

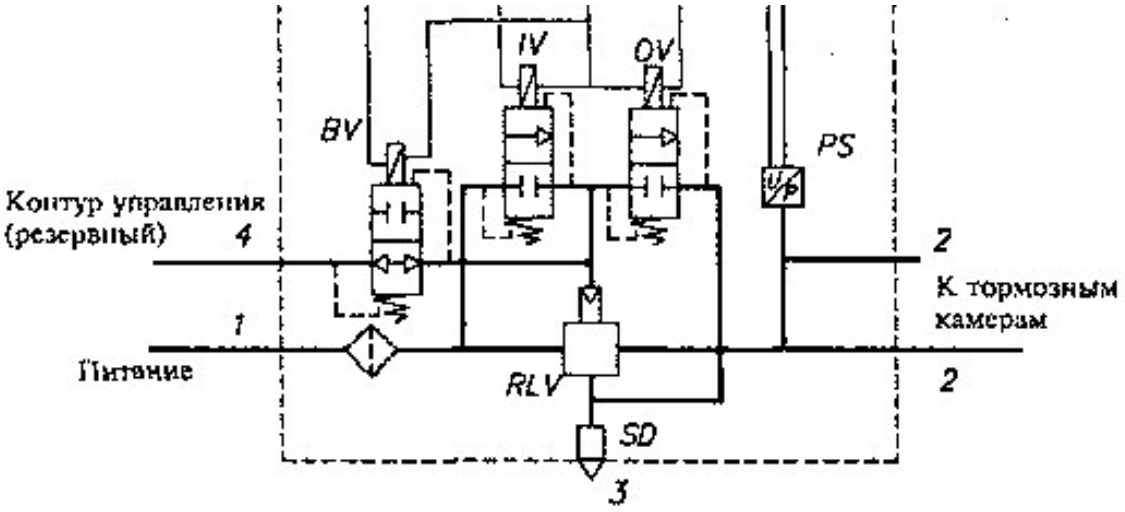


Рис. 9.18. Модулятор фирмы «KNORR-BREMSE», объединённый с клапаном резервного контура

Поэтому одной из основных проблем совершенствования контура электропневматического привода тормозов остаётся полная автоматизация перехода на аварийный режим работы при одновременном упрощении его конструкции.

Электрические элементы управления контуром аварийной тормозной системы, позволяющие отключать его при использовании рабочей тормозной системы, приносят с собой не только преимущества, но и недостатки. Одним из них является переход на работу в аварийный режим при выходе из строя электромагнитного клапана защитного контура или его электрических цепей. При этом рабочая тормозная система с ЭПТП или АБС может полностью сохранять свою работоспособность, но работать в штатном режиме уже не сможет. В этом случае давление нарастающее в защитном контуре, будет подаваться к тормозным камерам и отрицательно влиять на работу не только рабочей тормозной системы, но и АБС, а вмешательство в работу системы курсовой устойчивости может вызвать не предсказуемую реакцию автомобиля и привести к аварийной ситуации.

9.4 Обзор и анализ математических моделей тормозного привода с электропневматическими аппаратами

При исследовании процессов протекающих в пневматических приводах используют несколько методов. Наиболее старый и не эффективный это метод аналогового моделирования. Его использовал

Нужный В.В. при исследовании электропневматического тормозного привода [226]. Исследование динамических качеств электропневматического тормозного привода проводилось Поповым А.И. [37], при помощи методики предложенной Метлюк Н.Ф. и Автушко В.П. [35], которая базируется на аналогии в описании пневматических и электрических цепей и предполагает, что алгебраическая сумма массовых расходов воздуха в узле пневпоцепи в каждый момент времени равна нулю, т. е.

$$\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{dm}{dt} \right)_i = 0 \tag{9.1}$$

Мгновенный массовый расход воздуха через местное сопротивление можно определить при помощи зависимости (1.4) и уравнений расходных функций (1.6), (1.7), (1.8), (1.9), (1.10), (1.11).

При решении системы диференциальных уравнений наполнения и опорожнения пневматического тормозного привода часто пренебрегают не только временем нарастания тока в обмотке электромагнита, но и временем перемещения якоря электромагнитного клапана, подразумевая мгновенное открытие электромагнитного клапана. Такой подход оправдан, только если время наполнения полости воздухом как минимум на порядок больше времени срабатывания электромагнитного клапана.

Для упрощённого расчёта электромагнита используют уравнения для изменения тока в соленоиде, в котором ток растёт быстрее, чем в катушке электромагнита за счёт отсутствия активного сопротивления.

По правилу Ленца дополнительные токи, возникающие вследствие самоиндукции, всегда направлены так, чтобы противодействовать изменениям тока в цепи. Это приводит к тому, что установление тока при замыкании цепи и убывание тока при размыкании цепи происходит не мгновенно, а постепенно. В цепи с независящей от тока I индуктивностью L, сопротивлением R и источником тока э.д.с. течёт установившийся ток (сопротивление источника тока будем считать пренебрежимо малым).

$$I_y = \frac{U}{R}. \tag{9.2}$$

где U – напряжение в цепи, В;

R – сопротивление цепи, Ом.

Если в момент времени $t = 0$ отключить источник тока, замкнув одновременно цепь накоротко переключателем, сила тока в цепи начнет убывать. Возникнет э.д.с. самоиндукции, противодействующая этому

убыванию. Сила тока в цепи будет удовлетворять уравнению, которое представляет собой линейное однородное дифференциальное уравнение первого порядка.

$$I \cdot R = -L\frac{dI}{dt}. \tag{9.3}$$

Общее решение этого уравнения имеет вид:

$$I = C \cdot e^{-\frac{R}{L}\cdot t}. \tag{9.4}$$

где C – постоянное число.

При $t = 0$ сила тока имела значение (9.2). Следовательно, $C = I_y$. Подставив это значение в (9.4), придем к выражению для тока при размыкании цепи, I_p

$$I_p = I_y \cdot e^{-\frac{R}{L}\cdot t}. \tag{9.5}$$

Если цепь в момент отключения источника тока не замыкается накоротко, а просто разорвется цепь с большой индуктивностью, то возникающее высокое индуцированное напряжение создает искру или дугу в месте разрыва. Для устранения бросков тока при размыкании цепи обмотки электромагнита между её контактами устанавливают диод.

Рассмотрим случай замыкания цепи. После подключения источника э.д.с, до тех пор, пока сила тока не достигнет установившегося значения (9.2), в цепи кроме э.д.с., будет действовать э.д.с. самоиндукции. Следовательно, в соответствии с законом Ома

$$I \cdot R = U - L\frac{dI}{dt}. \tag{9.6}$$

Общим решением уравнения при замыкании цепи будет:

$$I_з = I_y \cdot \left(1 - e^{-\frac{R}{L}\cdot t}\right). \tag{9.7}$$

где $I_з$ – ток при замыкании цепи, А.

Решение уравнений (9.6) и (9.7) представлено на рис. 9.19.

Известно, что полное время срабатывания электромагнита складывается из времени трогания и времени движения. Временем трогания называется время с момента приложения напряжения к катушке электромагнита до момента начала движения подвижной части (якоря).

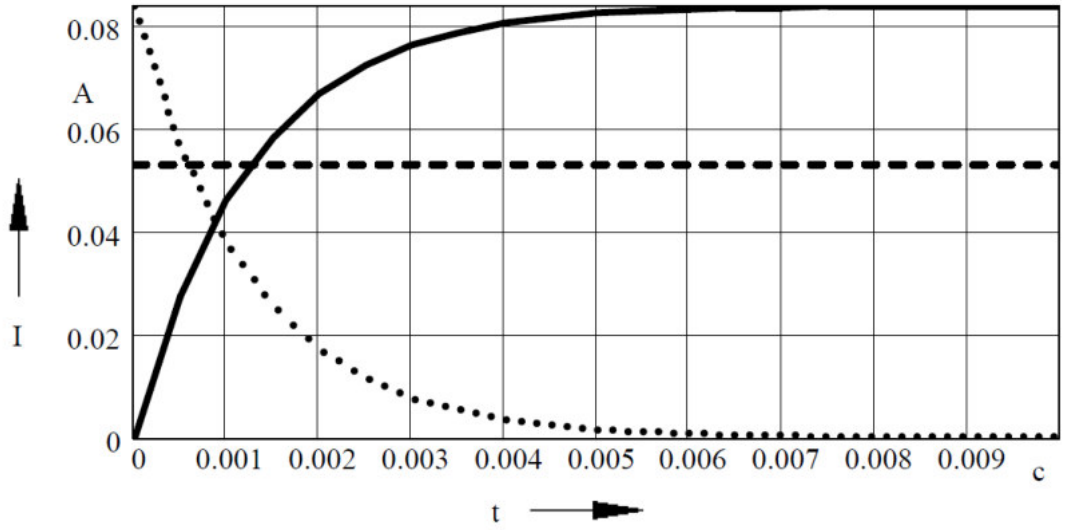


Рис. 9.19. Изменение тока в цепи соленоида: —— – нарастание тока в обмотке; . . . . . – убывание тока в обмотке; – – – – ток трогания.

Временем движения называется время с момента трогания подвижной части до момента соприкосновения ее с упором электромагнита.

Время трогания определим по формуле электромагнитной силы. В момент трогания якоря она становится равной силе противодействия, а параметры электромагнита соответствуют начальным. Учитывая, что система не насыщена, формулу тяговой силы электромагнита запишем в виде [232]

$$F_p = \frac{1}{2} \cdot i_{\text{тр}}^2 \cdot \frac{L_0}{\delta_0}. \tag{9.8}$$

где F_p – рабочая сила электромагнита, Н;

$i_{\text{тр}}$ – ток трогания якоря,А;

δ_0 – начальный рабочий зазор, мм.

Тогда можно выразить ток трогания и по этим данным составить характеристику для упрощённого расчёта электромагнита (рис. 9.20) [232]

$$i_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{пр}} \cdot \delta_0}{L_0}}. \tag{9.9}$$

где $P_{\text{пр}}$ – сумма сил противодействия, Н.

Такая зависимость не учитывает нарастания электромагнитной силы и не предоставляет возможности исследовать работу электромагнитного клапана при подаче на его обмотку циклических импульсов (ШИМ).

Экспериментальные исследования работы электромагнитов постоянного тока, проведенные в работах [232], показывают реальную картину

изменения тока в обмотке электромагнита. На рис. 9.21 видно уменьшение тока, связанное с движением якоря электромагнита.

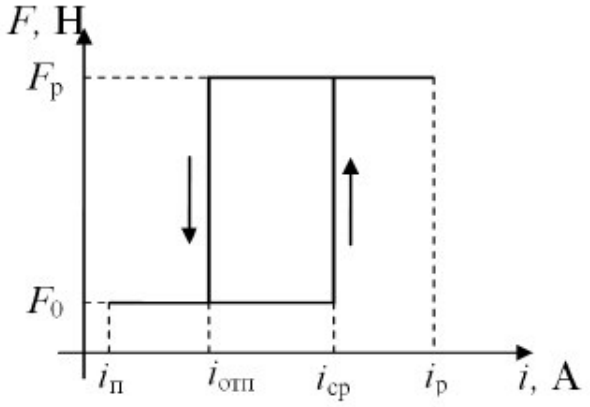


Рис. 9.20. Упрощённая характеристика электромагнитного клапана: $i_п$ – ток покоя; $i_{отп}$ – ток отпускания; $i_{ср}$ – ток срабатывания; i_p – ток работы; F_0 – начальная электромагнитная сила; F_p – рабочая электромагнитная сила.

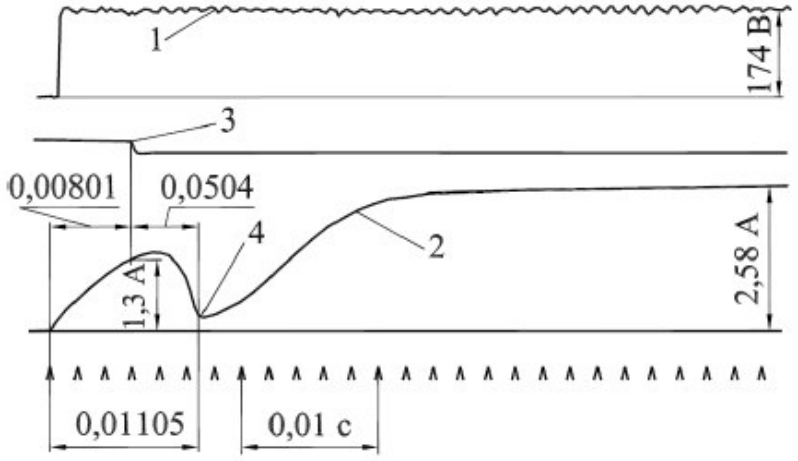


Рис. 9.21. Изменение тока в обмотке электромагнитного клапана [232]: 1 – изменение напряжения в обмотке; 2 – изменение электрического тока; 3 – момент трогания якоря электромагнита; 4 – момент конца хода якоря электромагнита

9.5 Особенности системы автоматического регулирования работы контура с мембранным модулятором давления

Модулятор и алгоритм управления им неразрывно связаны. Конструкция модулятора должна быть способна реализовывать этот алгоритм и степень его сложности, что влечёт за собой усложнение, как модулятора, так и системы в целом. По мере развития тормозных систем их конструкция развивалась от сложных модуляторов с простыми алгоритмами управления к более простым модуляторам, алгоритмы управления

которыми усложнялись. Этому, во многом, способствовало быстрое развитие микропроцессорной техники. В пневматическом тормозном приводе объектом регулирования является давление воздуха, а регулятором – модулятор и электронный блок управления.

По принципу управления САР можно разбить на три группы [233, 234]:

– с регулированием по внешнему воздействию – принцип Понселе (применяется в незамкнутых САР);

– с регулированием по отклонению регулируемой величины – принцип Ползунова-Уатта (применяется в замкнутых САР);

– с комбинированным регулированием. В этом случае САР содержит замкнутый и разомкнутый контуры регулирования.

При использовании разомкнутой САР в структуре системы управления обязательны датчики возмущения. Система описывается передаточной функцией разомкнутой системы. Регулирование по возмущению встречается в пневматических тормозных системах железнодорожного транспорта ввиду постоянства коэффициента сцепления колёс с опорной поверхностью.

Достоинства САР с регулированием по возмущению:

– можно добиться полной инвариантности к определенным возмущениям;

– не возникает проблема устойчивости системы, т.к. нет ОС.

Недостатки САР с регулированием по возмущению:

– большое количество возмущений требует соответствующего количества компенсационных каналов;

– изменения параметров регулируемого объекта приводят к появлению ошибок в управлении;

– можно применять только к тем объектам, чьи характеристики четко известны.

Замкнутая система управления с ОС описывается передаточной функцией разомкнутой системы и уравнением замыкания: $x(t) = g(t) - y(t)W_{oc}(p)$. Алгоритм работы системы заключен в стремлении свести ошибку $x(t)$ к нулю.

Большинство современных электропневматических систем управления тормозами автомобилей представляют собой системы с регулированием по отклонению. Для реализации принципа регулирования по отклонению регулируемую величину, в виде сигнала от датчика давления, частоты вращения колёс или износа накладок, подают на блок

управления, который формирует сигнал рассогласования между управляющей и управляемой величинами. В зависимости от степени рассогласования регулятор вырабатывает корректирующее воздействие, стремящееся свести это рассогласование к нулю.

Достоинства САР с управлением по отклонению регулируемой величины от задания:

– хорошая точность и устойчивость, невосприимчивость к характеру и количеству внешних возмущающих воздействий, что существенно сказывается на стабильности работы при длительной эксплуатации;

– обратная связь приводит к уменьшению ошибки не зависимо от факторов, ее вызвавших (изменений параметров регулируемого объекта или внешних условий).

Недостатки САР с управлением по отклонению регулируемой величины от задания:

– в системах с ОС возникает проблема устойчивости;

– в системах принципиально невозможно добиться абсолютной инвариантности к возмущениям. Стремление добиться частичной инвариантности введением дополнительных ОС приводит к усложнению системы;

– системы с регулированием по отклонению имеют несколько худшее быстродействие, чем системы с регулированием по возмущению.

Комбинированное управление заключено в сочетании двух принципов управления – по отклонению и внешнему возмущению. Сигнал управления на объект формируется двумя каналами. Первый канал чувствителен к отклонению регулируемой величины от задания. Второй формирует управляющее воздействие непосредственно из задающего или возмущающего сигнала.

Достоинства САР с комбинированным управлением:

– наличие ОС делает систему менее чувствительной к изменению параметров регулируемого объекта;

– добавление каналов, чувствительных к заданию или к возмущению, не влияет на устойчивость контура ОС.

В экспериментальных тормозных приводах с электрическим управляющим контуром учёные отказались от непрерывного управления, сосредоточив силы на развитии дискретного принципа регулирования.

Непрерывный принцип был реализован в ранних вариантах электрических систем управления тормозами, в модуляторах на пропорциональных магнитах, струйных модуляторах и модуляторах давления,

управляемых электродвигателями [224]. Однако присущие этим конструкциям недостатки не позволили им развиваться в дальнейшем. При непрерывном принципе регулирования управляющий ток, подаваемый на обмотку электромагнита, представляет собой непрерывную функцию. Исполнительные органы модуляторов, как вентили, регулируют давление в тормозных камерах [202]. При этом способе регулирования очень низка вероятность появления автоколебательных процессов. Однако аналоговый электрический сигнал искажается под воздействием внешних электромагнитных полей. Кроме этого нестабильность свойств и малая изученность пропорциональных магнитов не позволяет вести активные разработки с использованием этого способа регулирования.

Наибольшее распространение на автотранспортных средствах получили САР с дискретным принципом регулирования. Они выгодно отличаются простотой и надёжностью, так как их исполнительным устройством является электромагнитный клапан занимающий всего два положения – включено и выключено, а также имеют достаточно широкий температурный диапазон работы ($-40 \cdots + 150$ °C).

Во всех дискретных системах присутствует специальный квантователь, обеспечивающий дискретизацию непрерывного во времени и по уровню электрического сигнала, от датчика перемещения педали, в последовательность дискретных (отдельных) либо дискретно-непрерывных сигналов, в совокупности отображающих исходный сигнал с заранее установленной ошибкой.

Квантование сигнала производится по времени (импульсные системы), уровню (релейные системы) или по обоим параметрам одновременно (цифровые системы). При квантовании сигнала по времени сигнал через равные промежутки времени T прерывается (импульсный сигнал, рис. 9.22) либо изменяется скачком (ступенчатый сигнал, рис. 9.23).

Размер ступени квантования (уставка) определяется способностью исполнительного аппарата отработать данный алгоритм работы системы. Эта способность в основном зависит от места установки датчика обратной связи, быстродействия электроклапанов и конструктивной схемы модулятора.

В автомобильных тормозных приводах импульсные и релейные системы используются наиболее часто. Они бывают с двухфазным и трехфазным законом регулирования. Двухфазные имеют дискретную выходную величину типа вкл./откл. (например ШИМ).

Позиционный регулятор включает или выключает электромагнитный

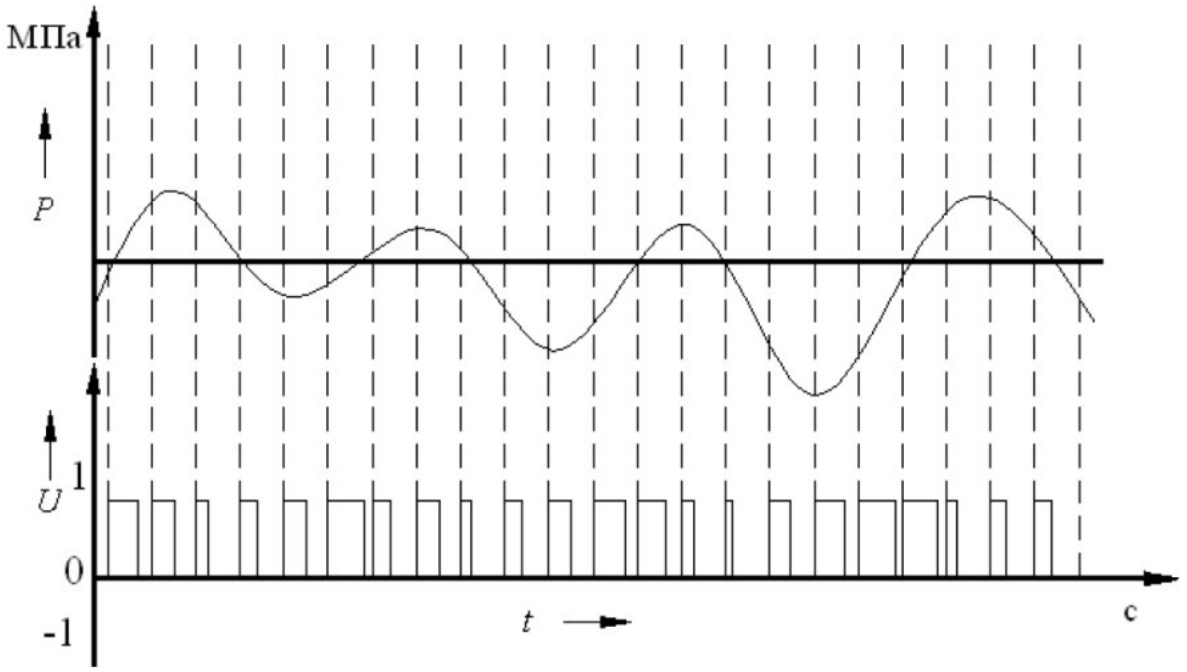


Рис. 9.22. Широтно-импульсная модуляция сигнала рассогласования

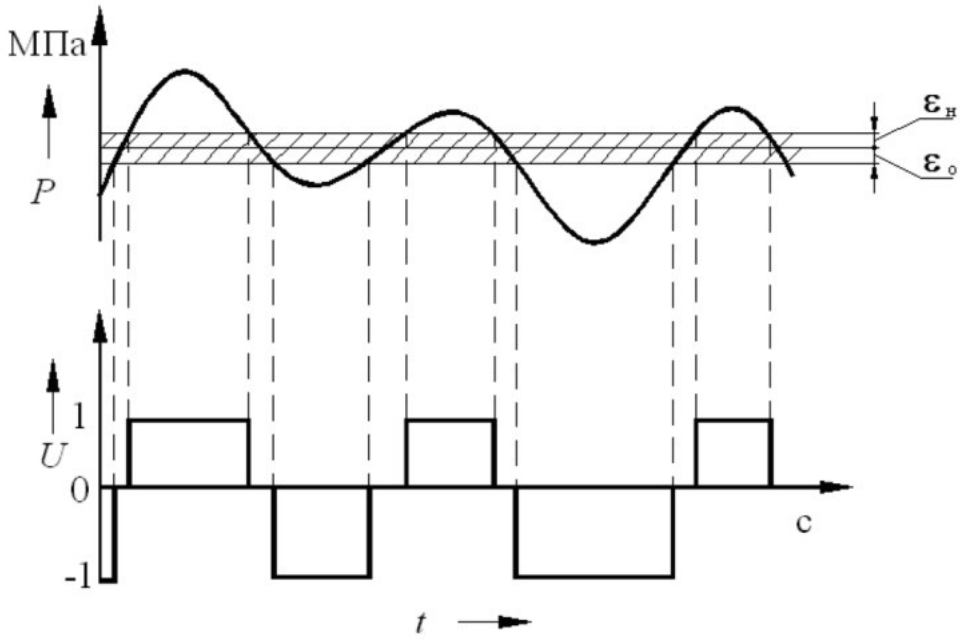


Рис. 9.23. Квантование по уровню непрерывного сигнала рассогласования

клапан в зависимости от того, достигла или не достигла регулируемая величина давления заданного значения. Трехфазные регуляторы имеют дискретную выходную величину с двумя точками переключения типа вкл./откл. и зоной нечувствительности (рис. 9.23). Частным случаем трехфазного регулирования является, так называемое многофазное регулирование, при котором обеспечивается различный темп нарастания, убывания или выдержки давления в контуре тормозного привода.

Широтно-импульсная модуляция была применена на экспериментальных образцах тормозных приводов разработанных в БПИ и КамАЗ [83, 185,225]. Для управления модулятором изменяли ширину (скважность), подаваемых с фиксированной частотой, импульсов (рис. 9.22). Поведение системы с таким алгоритмом регулирования было также рассмотрено и в работе Северина А.А. [92].

Этот принцип регулирования применяет фирма WABCO для имитации пропорциональной электромагнитной силы электромагнита, установленного в модуляторе передней оси [202].

На обмотку электромагнита подаётся широтно-импульсный сигнал, что обеспечивает изменение магнитного потока. Несмотря на это, работа такого модулятора корректируется по датчику давления OC, а сам модулятор получил название квазипропорциональный (рис. 9.15).

При релейном, позиционном регулировании частота принудительных срабатываний клапана не задается. Момент срабатывания и продолжительность импульса целиком определяются величиной сигнала рассогласования. Позиционная релейная следящая система должна иметь некоторую зону нечувствительности $\varepsilon_{\text{н}} + \varepsilon_0$ (рис. 9.23). Она необходима для обеспечения состояния устойчивого равновесия. При нахождении отслеживаемого сигнала в пределах зоны $\varepsilon_{\text{н}} + \varepsilon_0$ команды на исполнительный орган системы регулирования не поступают. Только при выходе сигнала рассогласования за границы зоны нечувствительности, подается соответствующий корректирующий импульс. Таким образом, величина зоны нечувствительности определяет точность регулирования.

Одна из опытных конструкций ЭПТП в виде релейной системы регулирования давления создана на МАЗе [235]. В электропневматическом тормозном приводе АТС релейные системы имеют преимущество перед широтно-импульсными. Основной недостаток последних – циклическая подача импульсов на электромагнитные клапаны в установившемся режиме торможения, когда управляющий сигнал P (рис. 9.23) имеет постоянное, но не нулевое значение.

Экспериментальные исследования управляющих воздействий при служебных торможениях проведены исследователем Нужным В.В. и подробно описаны в его диссертации [226]. При длительном удерживании педали тормоза в фиксированном положении, в системах с импульсным регулированием, происходит постоянное циклическое переключение электромагнитных клапанов модулятора ЭПТП, что приводит к уменьшению их срока службы, вызывает дополнительный расход рабо-

чего тела и ухудшает комфортабельность движения при торможении.

Сравнение двух способов регулирования показало, что на 100 км пробега электромагнитные клапаны работающие по широтно-импульсному алгоритму срабатывают в $4 - 5$ раз чаще по сравнению с релейным способом управления [37, 226, 228, 236]. Это приводит к чрезмерному расходу рабочего тела. С целью уменьшения риска появления перерегулирования иногда включают в алгоритм работы системы корректирующие звенья, местные обратные связи. При работе на ранее рассмотренных алгоритмах управления возможно перерегулирование, кривая *1* (рис. 9.24), так как в момент входа сигнала в зону нечувствительности скорость изменения давления имеет большую величину. Однако, при использовании местной обратной связи по первой производной изменения регулируемого давления появляется возможность входить в зону нечувствительности более плавно, с ограниченной величиной сигнала $U_з$. Поэтому при опорожнении или наполнении система искусственно переводится в режим выдержки давления в тот момент, когда величина $dU_д/dt$ превышает заданное пороговое значение, кривая *2* (рис. 9.24).

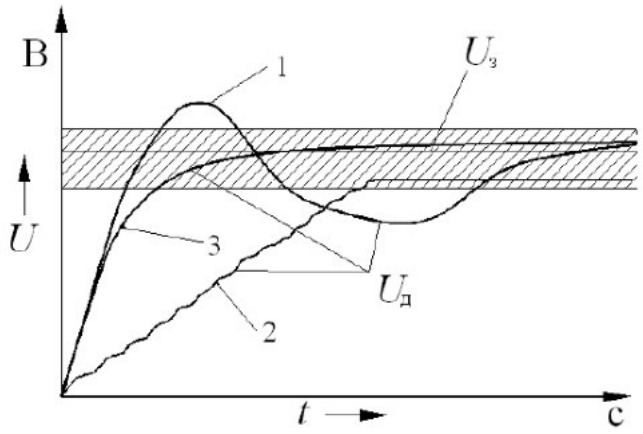


Рис. 9.24. Сравнение алгоритмов управления модуляцией давления:
1 – наполнение тормозной камеры с перерегулированием; 2 – наполнение с местной обратной связью; 3 – апериодический процесс наполнения при аналоговом управлении модулятором или при штатной тормозной системе.

Работа электропневматического привода с таким алгоритмом управления рассмотрена в работе Попова А.И. [37]. При таком прерывистом управлении электромагнитными клапанами один длительный импульс наполнения (опорожнения) заменяется несколькими короткими. Во время экстренного торможения необходимо исключать эту обратную связь из алгоритма управления, что влечёт к появлению перерегулирования при торможениях близких к экстренным.

Неплохие результаты дают алгоритмы работы с ассиметричной зоной нечувствительности. Увеличение этой зоны влечёт за собой снижение точности регулирования [37]. В работе [224] рассматривается два алгоритма обеспечения следящего действия в ЭПТП. По своей сути оба алгоритма одинаковы и отличаются только лишь реализацией.

Первый за счёт прогнозирования времени достижения давления в тормозной камере путём непрерывного вычисления темпа изменения сигнала ОС и подачи команды на фиксацию давления при значении сигнала ОС отвечающему уравнению:

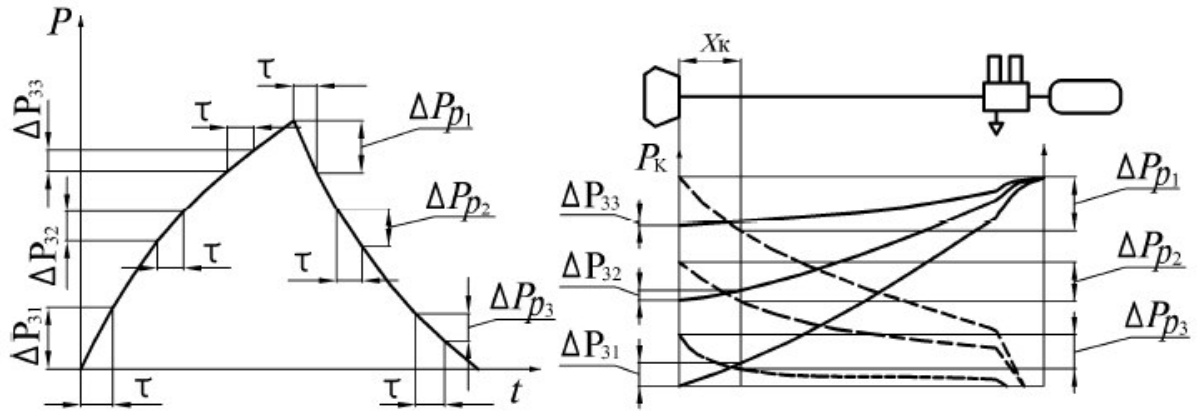
$$U_{\text{ос}} - \frac{dU_{\text{ос}}}{dt} \cdot \tau = U_{\text{з}} \tag{9.10}$$

где $U_{\text{ос}}$ – сигнал от датчика ОС;

$U_{\text{з}}$ – заданый сигнал от педали тормоза;

τ – время запаздывания клапана, с.

Такой подход предполагает установку датчика ОС в тормозной камере, что приводит к невозможности получения высокой точности регулирования на низких давлениях.Определение необходимого упреждения по динамической характеристике привода (рис. 9.25 а)) приводит к значительной погрешности. Установка датчика между модулятором и тормозной камерой (рис. 9.25 б), как показываеют исследования [209, 237], также не дает необходимого результата.



а) б)

Рис. 9.25. Необходимое упреждение подачи сигналов и выбор положения датчика ОС на трубопроводе [224]: а) – характер изменения давления в тормозной камере; б) – распределение давления по длине трубопровода в тормозном контуре.

10 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С МЕМБРАННЫМ МОДУЛЯТОРОМ В КОНТУРЕ

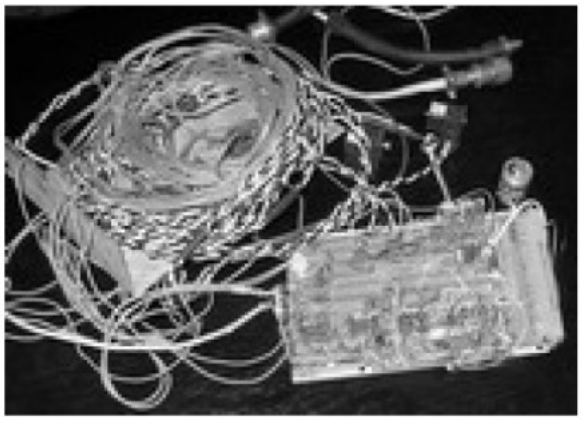
Экспериментальные исследования направлены на установление функциональных связей между элементами САР контура ЭПТП с мембранным модулятором давления и известными [37, 224, 226, 237] алгоритмами регулирования. Исследования электропневматического тормозного привода проводились с помощью ходовой лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ, смонтированной на базе грузового автомобиля четвёртого класса. Оборудование лаборатории позволяет регистрировать изменение усилия на педали тормоза, динамику наполнения и опорожнения различных участков пневматического тормозного привода, а также контролировать такие параметры движения АТС, как продольные и боковые ускорения, скорость, тормозной и пройденный путь. В измерительный комплекс входят компьютер нижнего уровня, собирающий и накапливающий информацию с установленных на автомобиле датчиков, и персональный компьютер верхнего уровня, для обработки полученной информации.

10.1 Описание экспериментального контура электропневматического тормозного привода

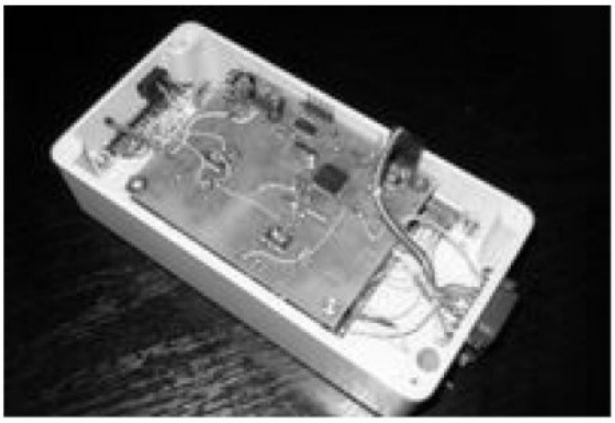
Действующий экспериментальный образец контура электропневматического тормозного привода состоит из осевого модулятора давления, блока управления, датчика обратной связи и датчика положения педали тормоза. Изменение величины давления в пневматических тормозных камерах осуществлялось трёхфазным одноканальным осевым мембранным модулятором.

Управление контуром ЭПТП осуществлялось двумя блоками управления поочередно. Один блок управления аналоговый (рис. 10.1 а)), а второй цифровой (рис. 10.1 б)) допускающий возможность быстрого перепрограмирования.

Управление усилительными полостями мембранных клапанов осуществлялось электромагнитными клапанами фирмы *CAMOZZI* с напряжением питания 24 В, потребляемой мощностью 2 Вт, величиной условно-



а)



б)

Рис. 10.1. Электронные блоки управления САР ЭПТП: а – аналоговый блок управления; б – цифровой блок управления

го прохода $1,5$ мм и быстродействием в пределах $0,003 \div 0,005$ с [238]. Детально параметры катушки электромагнита проверялись на оборудовании для определения индуктивности. Были зафиксированы следующие показатели: сопротивление катушки 280 Ом, индуктивность катушки составила 360 мГн, масса сердечника $5,3$ г.





Рис. 10.2. Расположение модулятора давления ЭПТП на АТС

Трёхфазный мембранный модулятор давления (рис. 10.2 и рис. 10.3) с закрытым входом представляет собой электропневматический аппарат с основной и управляющей частью. Он сконструирован специально для поискового эксперимента. Прототипом для экспериментальной конструкции послужили модуляторы АБС для семейства автомобилей КрАЗ, а также модуляторы АБС фирм WABCO и KNORR-BREMSE.

В качестве измерительных датчиков и датчиков ОС использовались тензометрические датчики давления фирмы Орлекс *MD11-1,6*. Датчик установлен в стальном корпусе и имеет резьбу для монтажа.

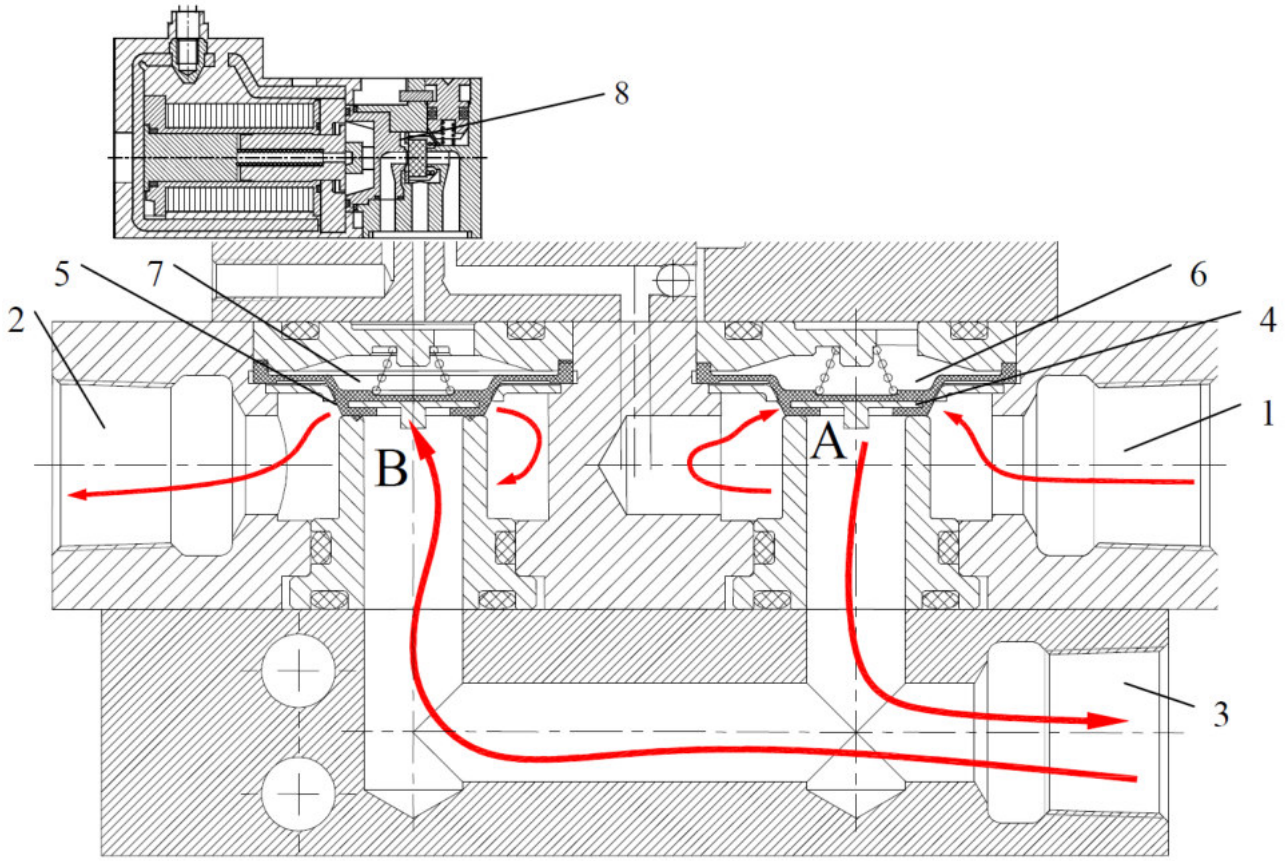


Рис. 10.3. Расположение клапанов и форма проточной полости модулятора: 1 – канал подводящей магистрали; 2 – канал выпуска в атмосферу; 3 – канал соединённый с тормозной камерой; 4 – впускной мембранный клапан; 5 – выпускной мембранный клапан; 6 – усилительная полость впускного клапана; 7 – усилительная полость выпускного клапана; 8 – электромагнитный клапан

Диапазон измерения датчика давления составляет $0 \div 1,6$ МПа. В основе конструкции датчика лежит тензометрический мост, поэтому для корректировки его показаний была добавлена, интегрированная в ЭБУ, схема температурной компенсации. Датчики температуры находятся в ЭБУ и в датчиках ОС. Согласование показаний датчика давления с реальным значением давления проводилась при помощи сравнения значений, в кодах АЦП, с данными полученными визуально по манометру во время параллельной регистрации замеров одного и того же процесса (рис. 10.4).

В исследуемом ЭПТП управление тормозами передней и задней оси обеспечивали два осевых модулятора. Оба контура идентичны по своей структуре, поэтому можно ограничиться рассмотрением работы только одного контура задней оси (рис. 10.5).

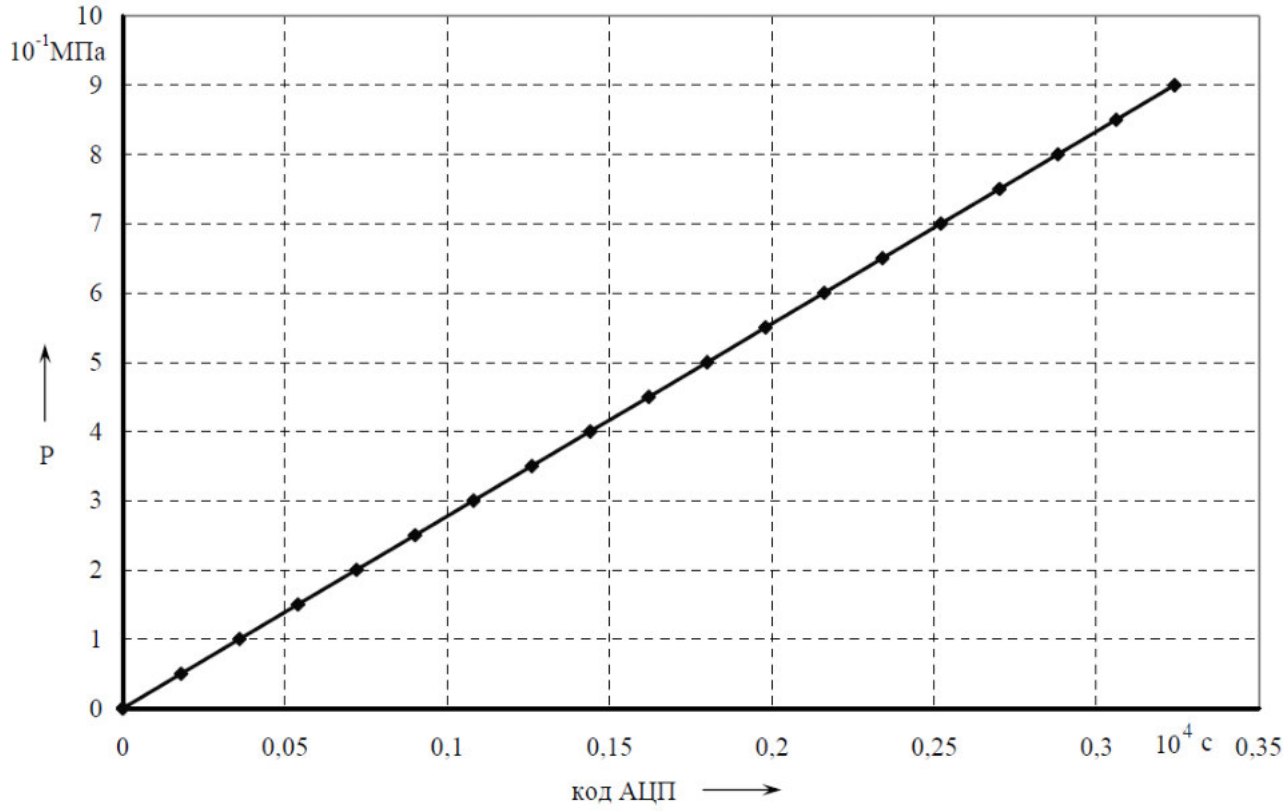


Рис. 10.4. График согласования тензометрического датчика давления с ЭБУ

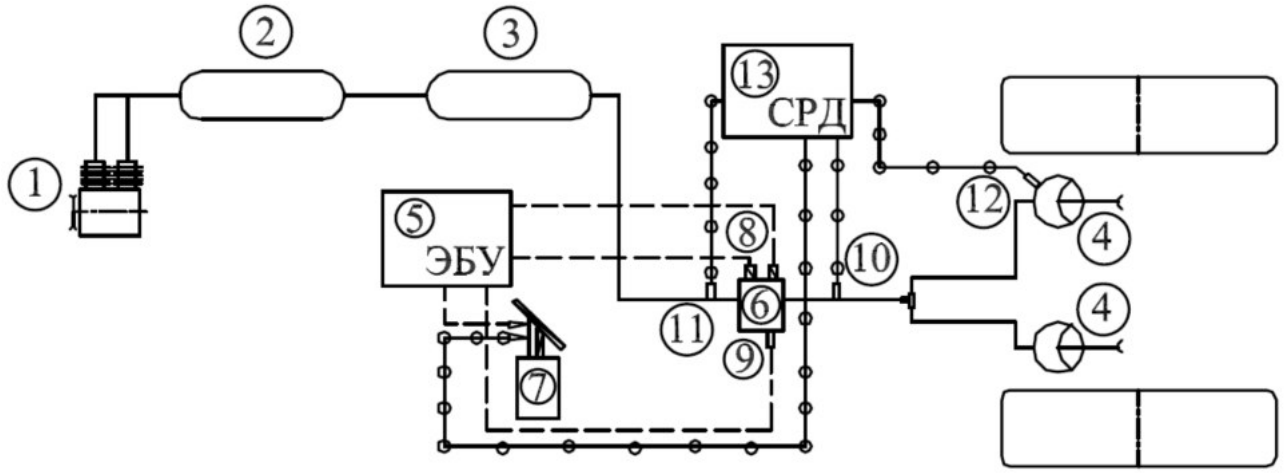


Рис. 10.5. Схема контура ЭПТП с расположением датчиков системы регистрации данных: 1 – компрессор; 2 – «мокрый» ресивер; 3 – сухой ресивер; 4 – тормозные камеры задних колёс; 5 – электронный блок управления ЭПТП; 6 – осевой модулятор; 7 – тормозной кран с датчиком перемещения; 8 – электромагнитные клапаны модулятора; 9 – датчик давления ОС; 10 – датчик давления за модулятором; 11 – датчик давления перед модулятором; 12 – датчик давления в тормозной камере; 13 – система регистрации данных

От компрессора *1* через регулятор давления воздух подаётся в ресиверы *2* и *3*, каждый ёмкостью по 20 л. Модулятор давления *6* и реси-

вер *3* соединены между собой пластиковым трубопроводом диаметром 12 мм и длиной $1,5$ м. От модулятора давления пластиковый трубопровод подводит воздух к тройнику, который расположен на заднем ведущем мосту автомобиля. За тройником давление воздуха по двум металлическим трубкам подаётся в тормозные камеры механизмов задней оси. Расстояние от модулятора до каждой тормозной камеры составляет $1,8$ м. Уровень задающего сигнала снимается с реостатного датчика перемещения, размещённого на раме автомобиля. Датчик приводится в действие от перемещения рычага тормозного крана *7*. Тормозной кран при каждом нажатии на тормозную педаль впускает и выпускает воздух в свои проточные полости чем обеспечивает такую же обратную связь с водителем по усилию, как и у штатного ПТП.

10.2 Анализ результатов поисковых экспериментальных исследований

В ходе экспериментальных исследований определялась динамическая, статическая и расходная характеристики тормозного привода. Кроме этого, исследовалась работа модулятора в режиме ШИМ. Статическая и динамическая характеристики определялись при различных вариантах установки датчика ОС САР.

Вариант №1 – датчик ОС установлен в тормозной камере.

Вариант №2 – датчик ОС установлен в трубопроводе между тормозными камерами и модулятором давления. Расстояние от модулятора до датчика $0,6$ м.

Вариант №3 – датчик ОС установлен в полости модулятора.

Получение наиболее полной информации о рабочих процессах, происходящих в ЭПТП во время его функционирования, достигалось установкой датчиков давления в различные полости контура.

Датчики давления были установлены:

– в ресивер тормозного контура;

– в тормозную камеру;

– в трубопровод на выходе из модулятора;

– в трубопровод перед модулятором;

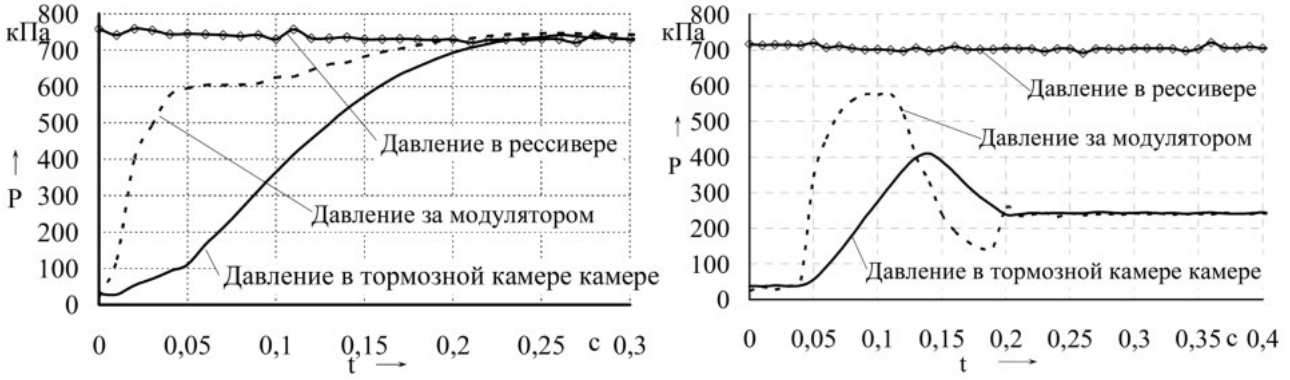
– в усилительную полость мембранного клапана.

Динамика наполнения ЭПТП оценивалась в двух режимах:

– определение реакции САР ЭПТП на ступенчатое изменение задающего сигнала до его максимального значения ($U_з = U_{max}$) (рис. 10.6);

– определение быстродействия ЭПТП при нажатии на педаль тормоза в соответствии с нормативными требованиями [3] (рис. 10.7).

При определении реакции на ступенчатое изменение задающего сигнала динамика наполнения контура ЭПТП не зависит от места установки датчика ОС только при повышении давления до максимального значения в ресивере (рис. 10.6 а)).



а) б)

Рис. 10.6. График реакции САР ЭПТП на ступенчатое изменение задающего сигнала: а – до значения $U_з = U_{max}$; б – до значения $U_з < U_{max}$

В остальных случаях (рис. 10.6 б) фиксировались значительные колебания давления как в тормозной камере, так и в трубопроводе после модулятора давления. Характер изменения давления в трубопроводе за модулятором говорит о том, что САР успевает переключить модулятор на снижение давления воздуха. Такое открытие выпускного клапана ведёт к перерасходу рабочего тела.

Во время определения быстродействия в соответствии с нормами [3] может наблюдаться одно или несколько переключений впускного клапана на закрытие впускной мембраны, но даже в этом случае давление воздуха в тормозной камере продолжает монотонно нарастать, ухудшение быстродействия не превышает $0,01 \div 0,04$ с. (рис. 10.7).

Экспериментальные исследования [142] показали, что в ЭПТП может происходить местное опорожнение и наполнение трубопроводов и аппаратов при монотонном наполнении тормозной камеры во время торможения. Такой же эффект наблюдается и во время растормаживания (рис. 10.8). Отмеченный эффект известными математическими моделями не отражается, что говорит о необходимости их коррекции.

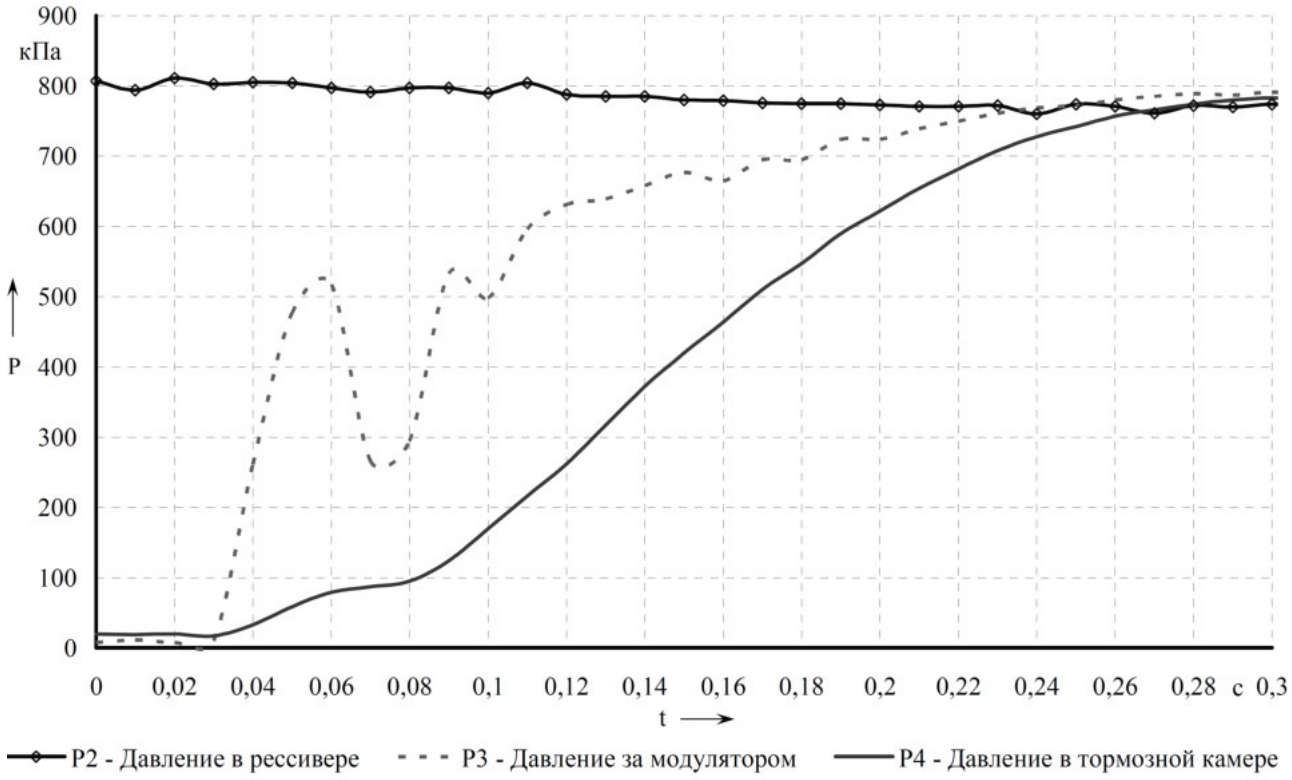


Рис. 10.7. Характер изменения давления на участках контура ЭПТП

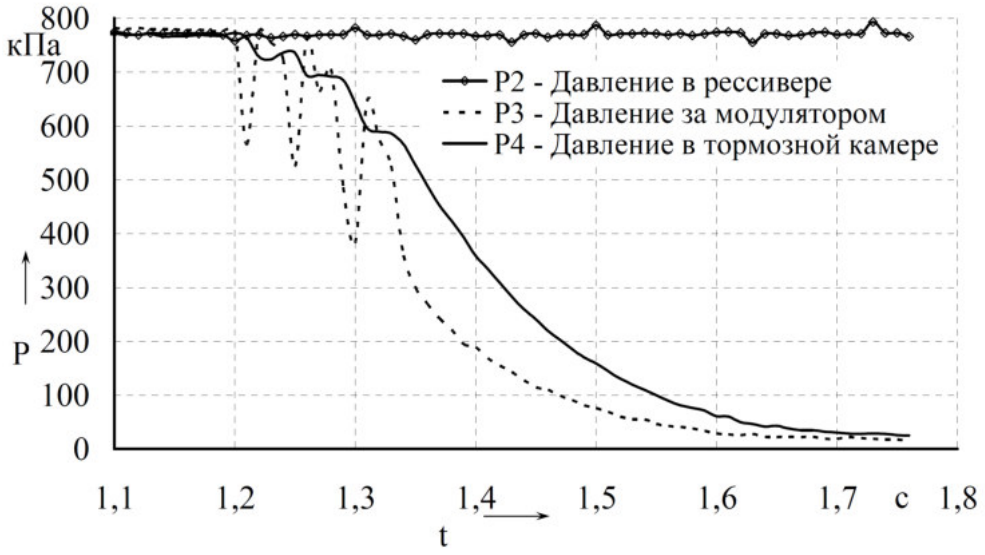


Рис. 10.8. Характер изменения давления в различных точках контура ЭПТП при растормаживании

Как видно из рис. 10.9, ЭПТП значительно ($0,1$ с) сокращает время срабатывания тормозного контура даже на одиночном транспортном средстве, что также отмечалось в работах [37, 226, 239]. Общее быстродействие ЭПТП составило $0,23$ с, а время увеличения давления в контуре, за которое происходит прижатие тормозных накладок, – $0,12$ с.

Последний показатель оказывает влияние на темп нарастания замедления, что в свою очередь, в случае выхода за допустимые пределы [240, 241], сказывается на комфортабельности во время торможения.

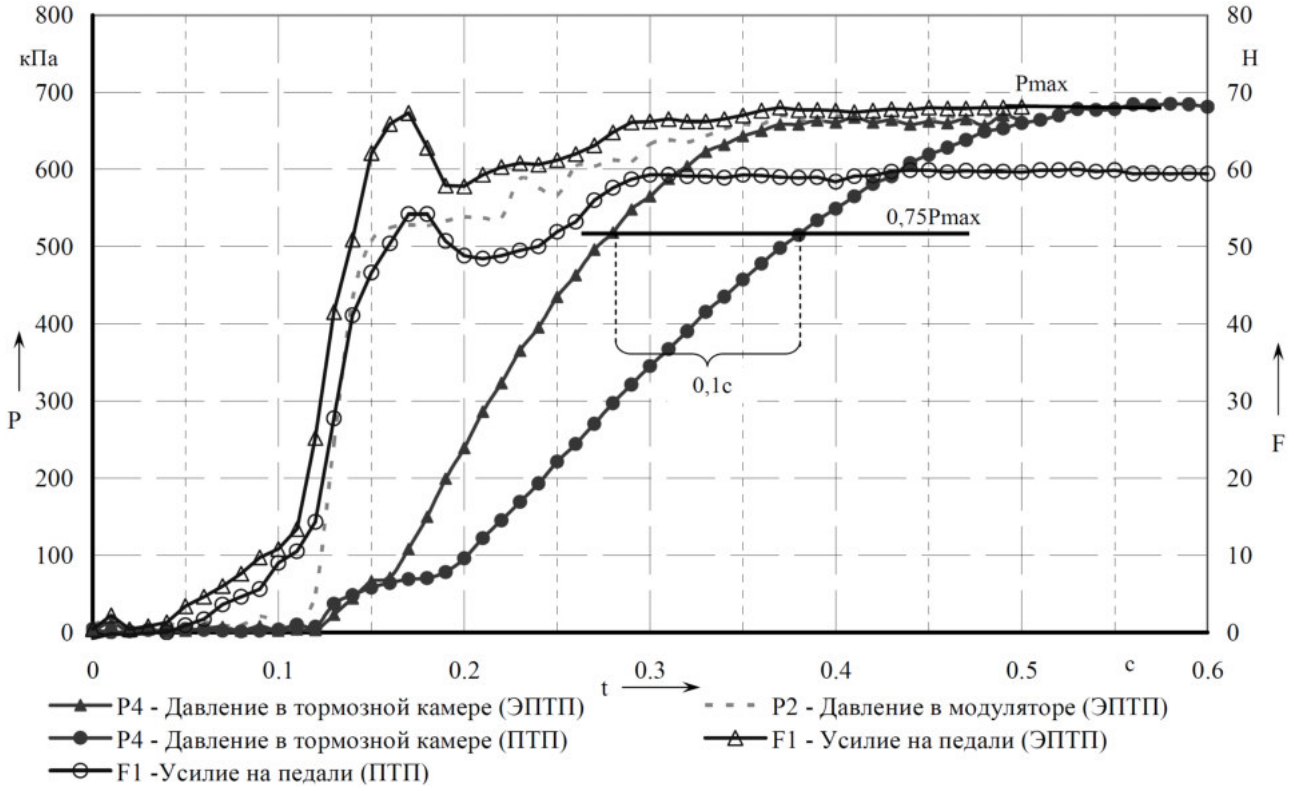


Рис. 10.9. Динамика срабатывания ЭПТП и ПТП

Определение статической характеристики выполнялось при очень медленном ($4 \div 5$ с и более) перемещении педали тормозного крана от её исходного положения до максимального. При этом исследуемый контур ЭПТП собирался с тремя различными вариантами установки датчика обратной связи и двумя вариантами алгоритма управления (позиционный алгоритм и алгоритм с вычислением темпа сигнала ОС [224]).

Оценка влияния величины зоны нечувствительности выполнялась с использованием позиционного алгоритма управления, в который закладывали различную величину границ зоны нечувствительности. При этом датчик ОС был установлен в тормозной камере. Минимальная зона нечувствительности должна быть установлена согласно требованию о комфортабельности движения автомобиля с ЭПТП, – $3,5 \div 7,5$ кПа [242]. Во время экспериментов была поставлена цель – достигнуть точности не более $0,0075$ МПа. В первом варианте привода зона нечувствительности величиной $0,01$ МПа ($\pm 0,005$ МПа) приводила к появлению пиков давления (рис. 10.10, рис. 10.11 и рис. 10.12).

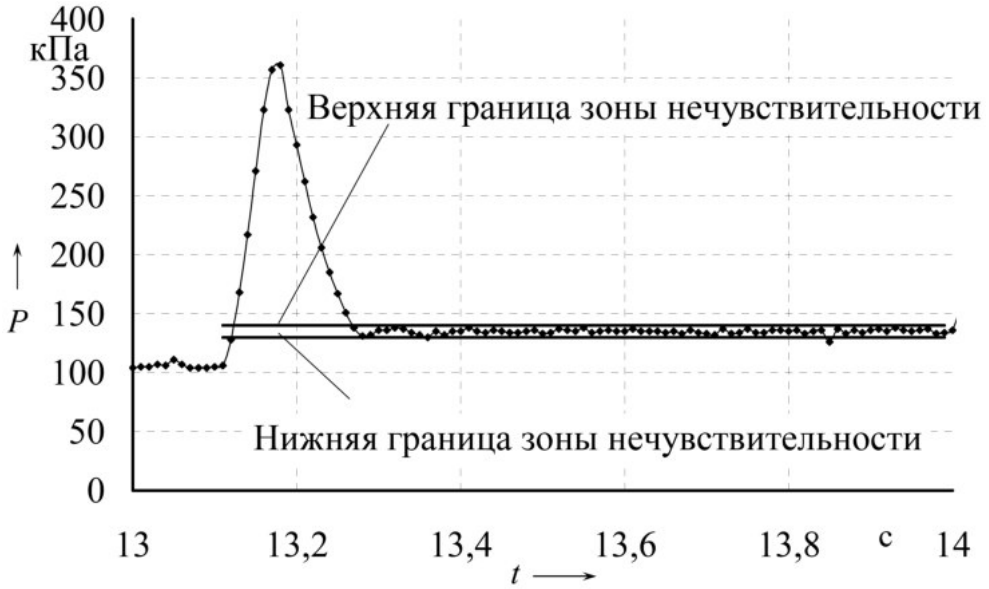


Рис. 10.10. Переходный процесс одной ступени изменения давления во время плавного наполнения тормозной камеры. Зона нечувствительности $\Delta P_0 = \pm 5$ кПа

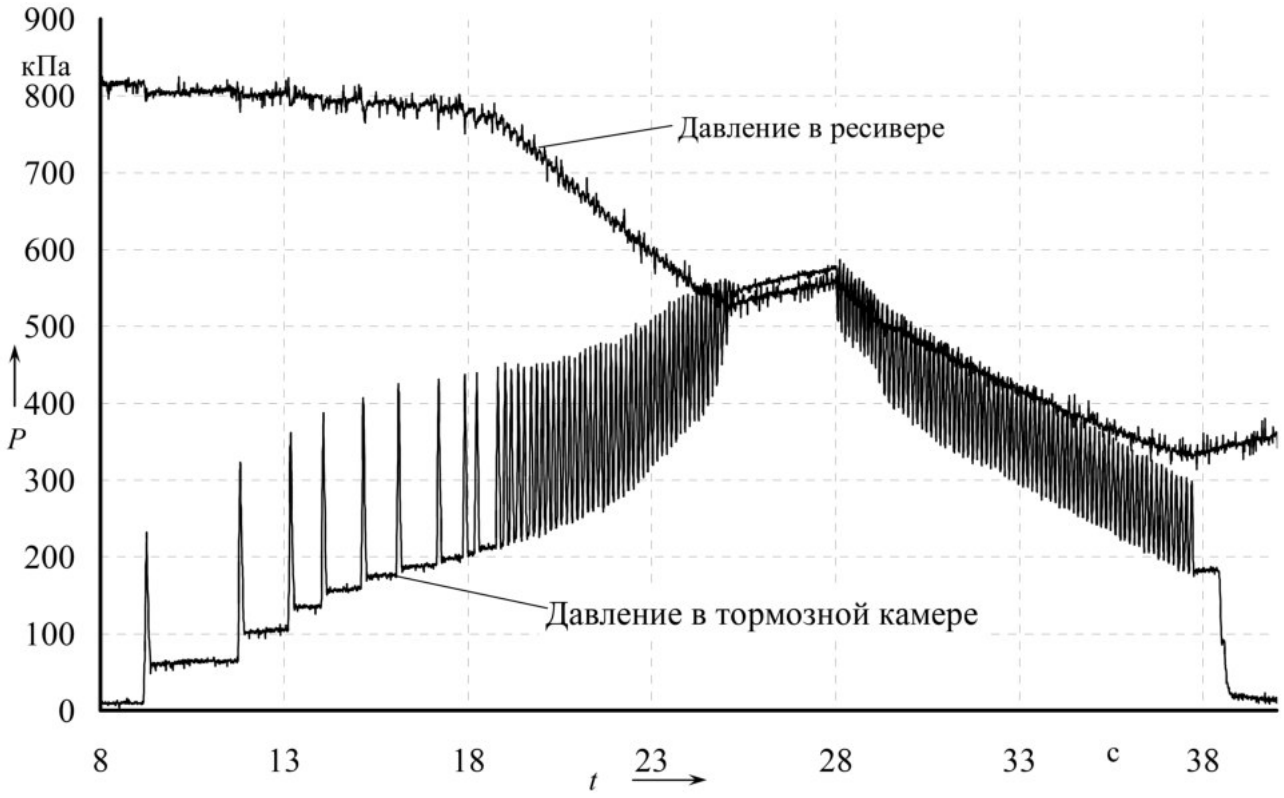


Рис. 10.11. Кривые изменения давления в контуре ЭПТП с зоной нечувствительности $\Delta P_0 = \pm 5$ кПа. Время перемещения тормозной педали 16 с

В результате наблюдалось очень частое срабатывание электромагнитных клапанов при перерегулировании (рис. 10.10), чем обусловлено значительное падение давления в ресивере (рис. 10.11).



Рис. 10.12. Колебания давления воздуха в тормозной камере полученные при $\Delta P_0 = \pm 5$ кПа и неизменном положении педали тормоза

Кроме этого, при определённом давлении в ресивере и положении педали тормоза в системе возникали колебания (рис. 10.12), которые прекращались с изменением положения педали или падении давления в ресивере. Факт возникновения в тормозной камере колебаний может свидетельствовать о недостаточной величине зоны нечувствительности, времени срабатывания клапанов модулятора, а также чрезмерно большим расстоянием установки датчика ОС от модулятора.

При нарастании давления в контуре ЭПТП время реакции системы состоящее из времени срабатывания: датчика обратной связи, электронного блока, электромагнитного клапана модулятора, мембранного клапана модулятора, – соизмеримо со временем заполнения тормозной камеры. Это приводит к значительной величине перерегулирования сигнала и повышенному расходу рабочего тела из-за большой частоты переключения клапанов модулятора на впуск и на выпуск рабочего тела.

Использование алгоритма управления с упреждением, вычисляемым в зависимости от темпа нарастания сигнала ОС, существенно не поменяло картину при плавном перемещении педали тормоза.

Установка датчика ОС в трубопроводе или в полости модулятора позволяет САР работать с некоторым опережением, что дало качественную картину работы привода только во время растормаживания (рис. 10.14). Во время впуска явно наблюдалось отсутствие перерегулирования давления воздуха в тормозной камере и лишь несколько незначительных переключений на выпуск воздуха при давлениях $0,6 \div 0,7$ МПа.

На основе анализа осциллограмм изменения давления в контуре ЭПТП (рис. 10.13, 10.14) можно сделать вывод о недостаточном быстродействии впускного мембранного клапана модулятора. Анализ условий его работы был основан на серии экспериментов с регистрацией давления в усилительной полости впускного мембранного клапана. В результате исследования выяснилось, что на точность регулирования давления в контуре ЭПТП влияют условия работы впускного и выпускного мембранного клапана, так как для обеих мембран электромагнитный клапан используется с одинаковыми характеристиками, а точность регулирования достигается разная (рис. 10.14).

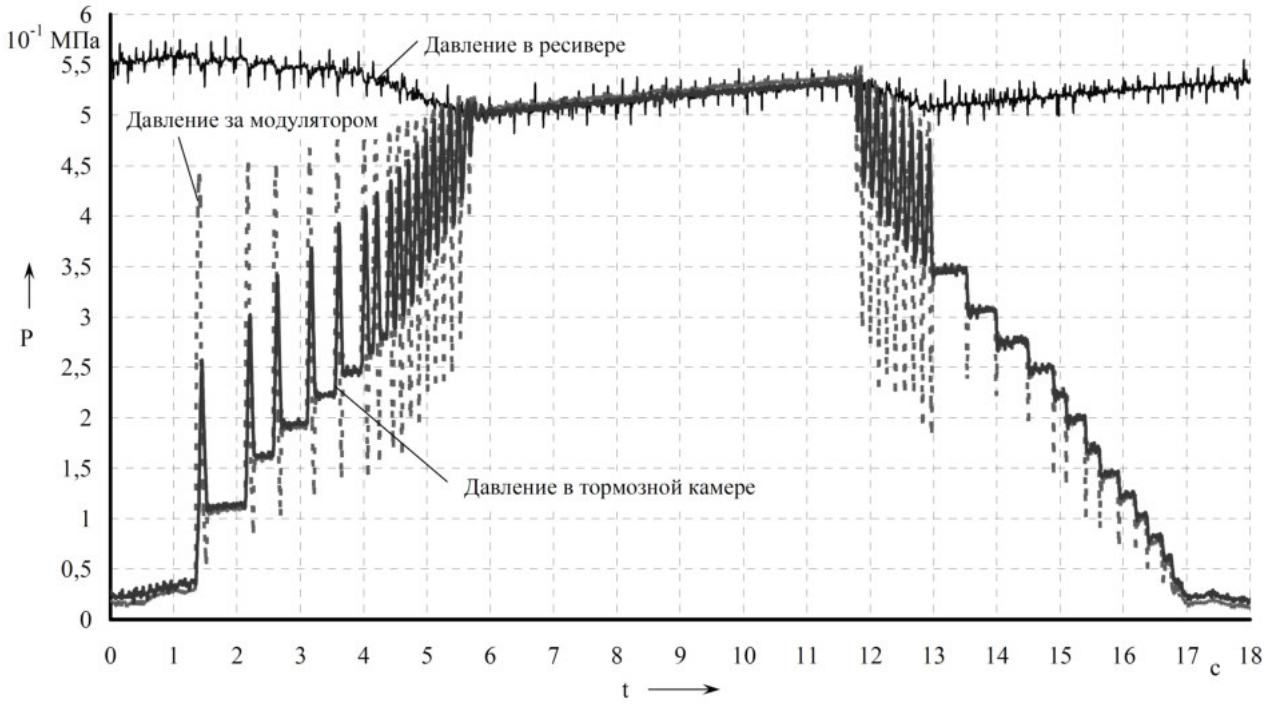


Рис. 10.13. Кривые изменения давления в контуре ЭПТП с датчиком ОС в полости тормозной камеры

По результатам экспериментов строим статические характеристики ЭПТП с использованием:

– позиционного алгоритма управления с датчиком ОС установленным в полости модулятора (рис. 10.15);

– алгоритма управления с упреждением закрытия клапанов, вычисляемым по скорости нарастания сигнала ОС, который также установлен в полости модулятора (рис. 10.16).

По кривым изменения давления в полости модулятора и в усилительной полости впускного клапана было определено его время срабатывания.

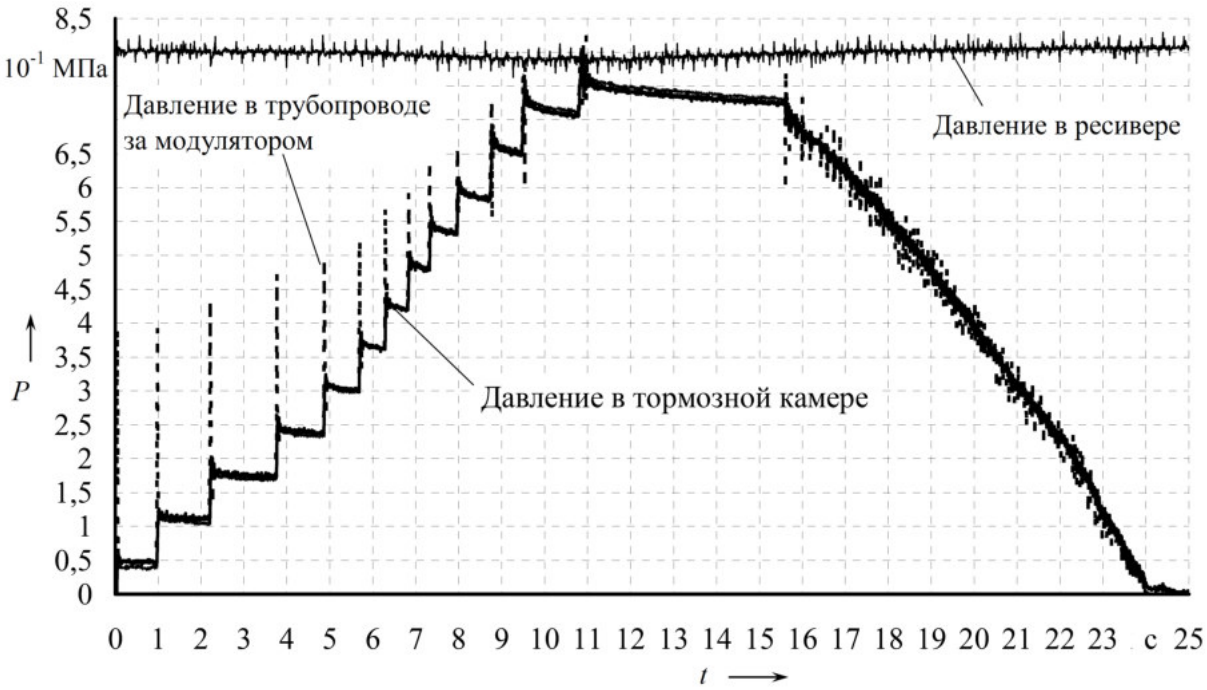


Рис. 10.14. Кривые изменения давления в контуре ЭПТП. Алгоритм управления с упреждением срабатывания клапанов, вычисляемым в зависимости от скорости нарастания сигнала ОС. Датчик ОС установлен в полости модулятора давления



Рис. 10.15. Статическая характеристика ЭПТП при позиционном регулировании по отклонению сигнала ОС

При заданном минимальном значении сигнала от датчика перемещения педали, можно сказать, что время срабатывания мембранного клапана около $0,018 \div 0,022$ с. (рис. 10.17).

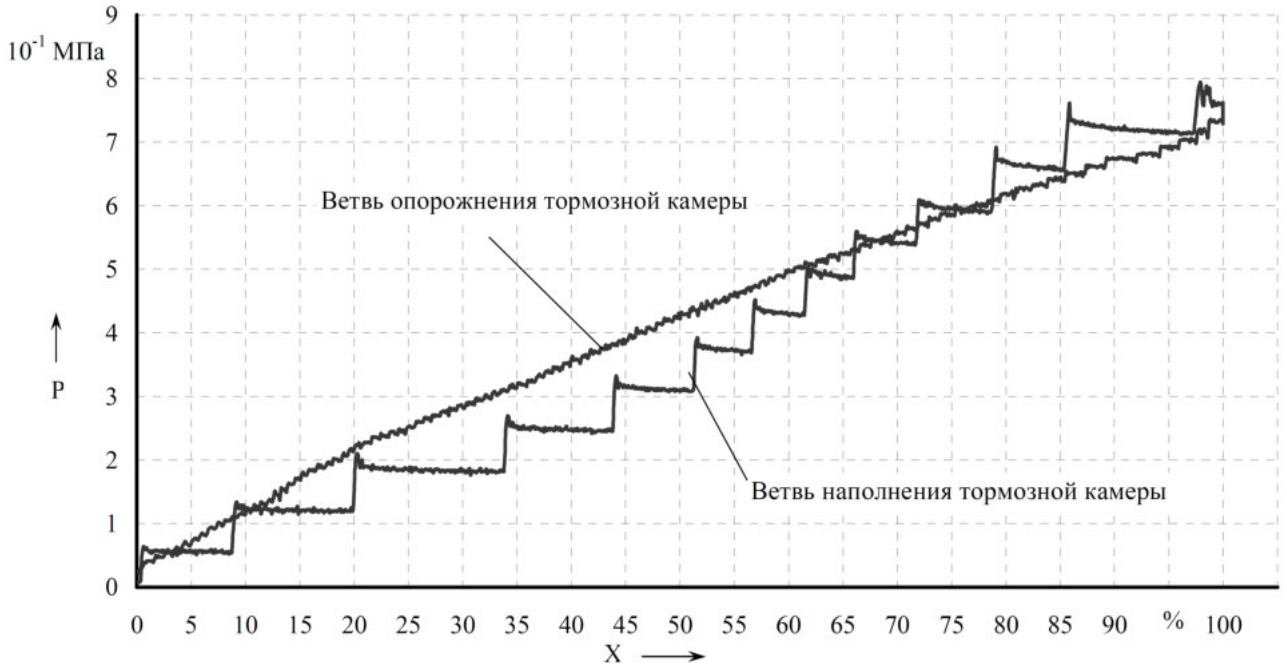


Рис. 10.16. Статическая характеристика ЭПП при регулировании с упреждением в зависимости от скорости нарастания сигнала ОС

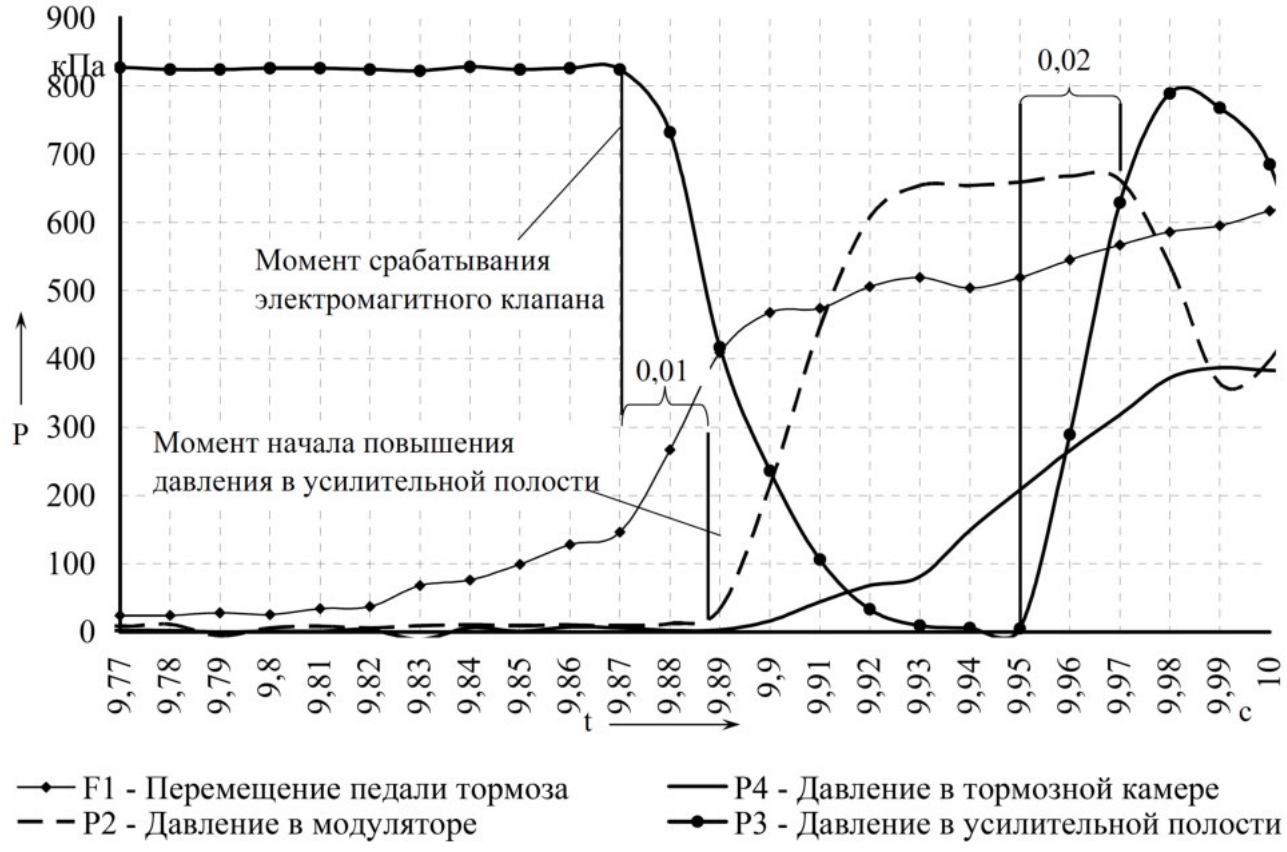


Рис. 10.17. Экспериментальное определение быстродействия мембранного клапана

Регистрация давления в трубопроводе перед модулятором дала наиболее полное представление о процессах происходящих в ЭПТП (рис. 10.18). Из графика видно, что впускной и выпускной клапаны

находятся в разных условиях во время работы. Это связано с различным уровнем давления в момент закрытия мембранного клапана для впуска и выпуска воздуха из тормозной камеры.

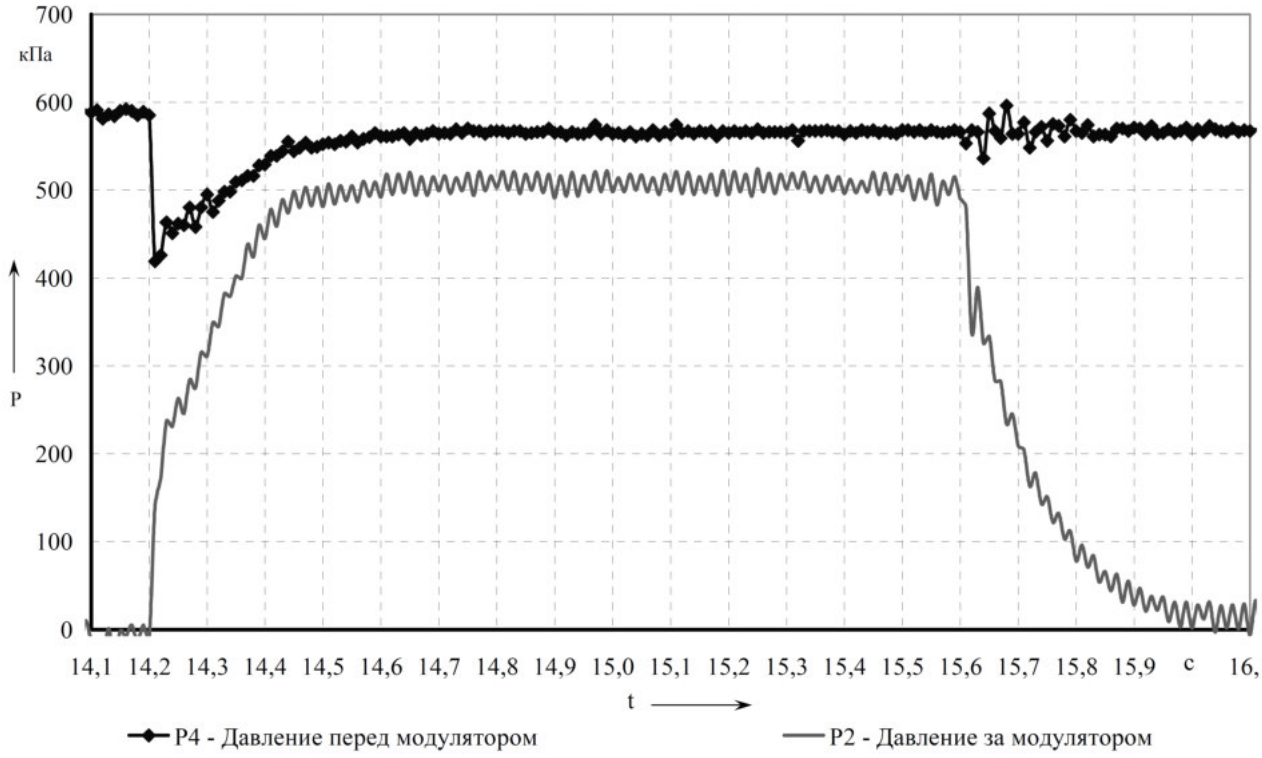


Рис. 10.18. Изменение давления в подводящем трубопроводе перед модулятором во время определения динамической характеристики контура ЭПТП

Поскольку известные алгоритмы не давали желаемого результата в достижении точности регулирования, было решено исследовать работу контура ЭПТП с мембранным модулятором в режиме подачи ШИМ на один из клапанов. Во время экспериментов по наполнению тормозной камеры выпускной клапан закрывался путём подачи на него соответствующей команды, а на электромагнит впускного подавалась ШИМ, благодаря чему наполнение происходило с меньшей дискретностью. Как показал анализ (рис. 10.19, рис. 10.20, рис. 10.21), существенному уменьшению размера ступени повышения давления, а также устойчивой работе контура ЭПТП может способствовать две причины:

– игнорирование ЭБУ сигнала от датчика ОС;

– частичное опорожнение усилительной полости.

Последняя гипотеза подтвердилась также и во время математического моделирования рабочего процесса в усилительной полости впускного мембранного клапана модулятора.

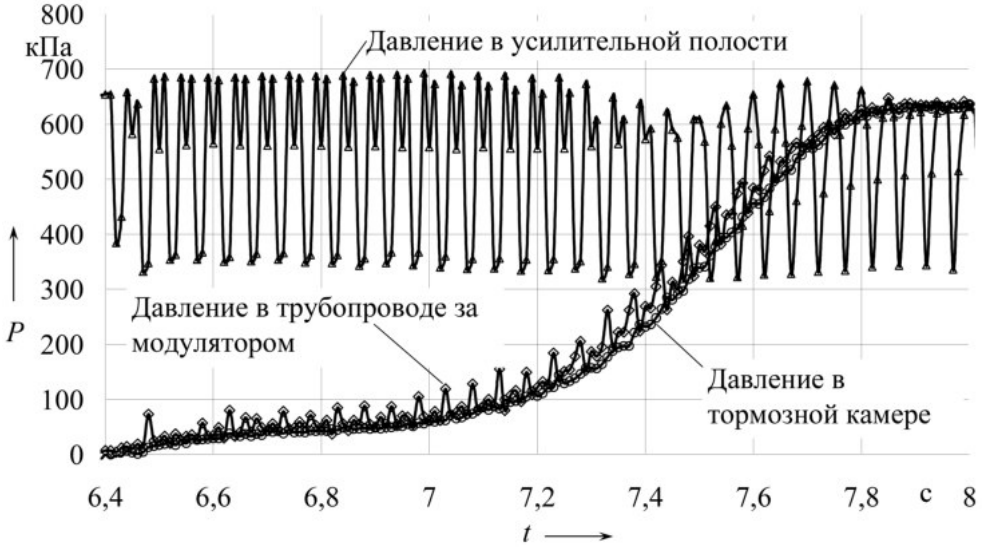


Рис. 10.19. Наполнение контура ЭПТП при помощи ШИМ при частоте 20Гц длительности импульса 67%

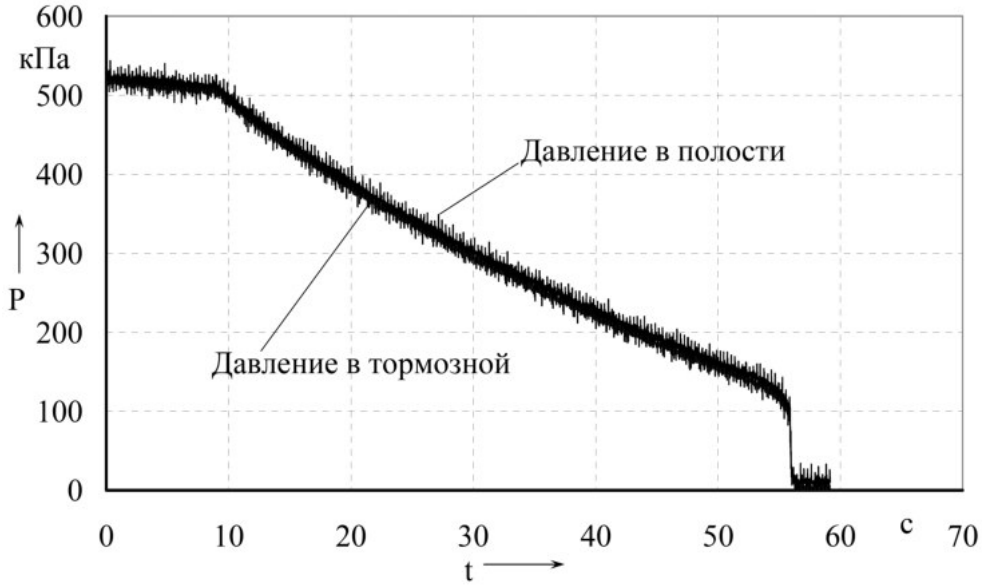


Рис. 10.20. Опорожнение контура ЭПТП при помощи ШИМ при частоте 30Гц длительности импульса 70%

Анализируя результаты работы контура экспериментального релейного ЭПТП, можно отметить, что в случае наполнения контура качество регулирования улучшалось по мере удаления датчика ОС от тормозной камеры, однако не удалось найти такое место, которое бы обеспечивало приемлемое качество регулирования (см. рис. 10.13 и рис. 10.14). В случае выпуска воздуха из контура наилучшее качество регулирования достигнуто при установке датчика в полости модулятора (см. рис. 10.13, рис. 10.14, рис. 10.16) и признано удовлетворительным. Ввиду того, что в месте установки датчика ОС отмечаются значительные забросы давления по сравнению с тормозной камерой (см. рис. 10.6, рис. 10.7, рис. 10.8),

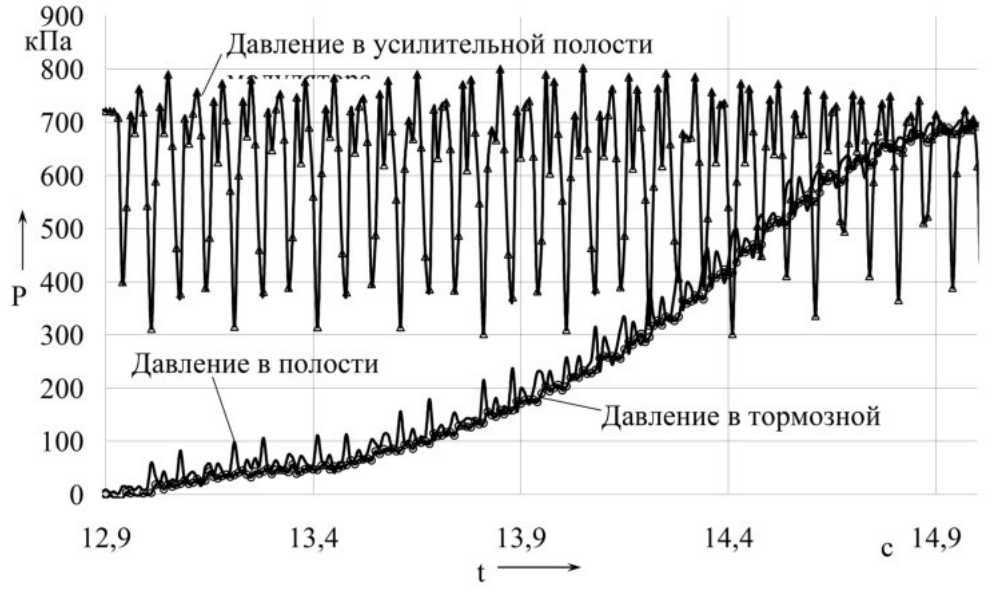


Рис. 10.21. Наполнение контура ЭПТП при помощи ШИМ при частоте 15 Гц длительности импульса 76%

САР успевает переключиться на выпуск воздуха, хотя после закрытия впускного клапана давление по контуру выравнивается (см. рис. 10.17, рис. 10.19, рис. 10.20, рис. 10.21) и становится близким к заданному. Так как в месте установки датчика ОС реальное значение давления устанавливается только после его выравнивания по контуру, то имеет смысл игнорировать сигнал от датчика ОС во время выравнивания давления по контуру.

11 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

11.1 Расчётная схема контура электропневматического тормозного привода

Анализ разработанного электропневматического тормозного привода выполним на основании расчётной схемы ЭПТП. При расчёте воспользуемся методом с сосредоточенными параметрами, предложенным Е.В. Герц [43, 243], со следующими допущениями: воздух рассматривается как идеальный газ; отсутствует теплообмен с окружающей средой; давление, плотность и температуру в каждой точке расчётного объёма считаем одинаковыми (весь объём можно заменить одним узлом с соответствующими характеристиками).

Расчёт динамики электропневматического тормозного привода, работающего по релейному закону, имеет особенность, которая заключается в наличии режимов, когда имеет место одновременное наполнение и опорожнение различных участков тормозного контура. В обычном пневматическом приводе при нажатии на педаль тормоза участок контура от тормозного крана и до тормозной камеры наполняется до тех пор, пока не будет достигнуто максимальное давление, соответствующее усилию на педали тормоза. Все аппараты привода заполняются воздухом, постепенно достигая насыщения давления. Во время растормаживания происходит обратный процесс. Водитель отпускает педаль и воздух, через тормозной кран, выходит в атмосферу, давление падает от тормозного крана до тормозных камер. Давление в тормозной камере устанавливается пропорционально усилию на педали тормоза. Во время торможения транспортного средства, оборудованного электропневматическим тормозным приводом, процесс наполнения тормозных камер воздухом является дискретным. Число и величина ступеней переходного процесса наполнения тормозных камер зависит от нескольких факторов. К ним относятся: положение педали тормоза, скорость её перемещения, перепад давлений между ресивером и тормозной камерой, тип алгоритма управления, а также место установки датчика *ОС*. Таким образом, во время ступенчатого наполнения тормозной камеры может наблюдаться местное опорожнение полости модулятора и части

трубопровода из-за невозможности мгновенного заполнения всего контура воздухом или перерегулирования, связанного с неизбежной инерцией в работе клапанов модулятора. Этот режим работы представлен на графиках, полученных при проведении экспериментальных исследований ЭПТП (рис. 10.8 и рис. 10.9). Из-за сопротивления трубопроводов давление между модулятором и тормозной камерой растёт несколько быстрее, чем давление в самой тормозной камере. После закрытия клапана модулятора давление воздуха начинает выравниваться по длине трубопровода и объёму тормозной камеры. В связи с этим некоторые части трубопровода начинают опоражниваться в процессе наполнения тормозной камеры.

Обозначим характерные параметры каждого объёма расчётной схемы одного контура ЭПТП (рис. 11.1).

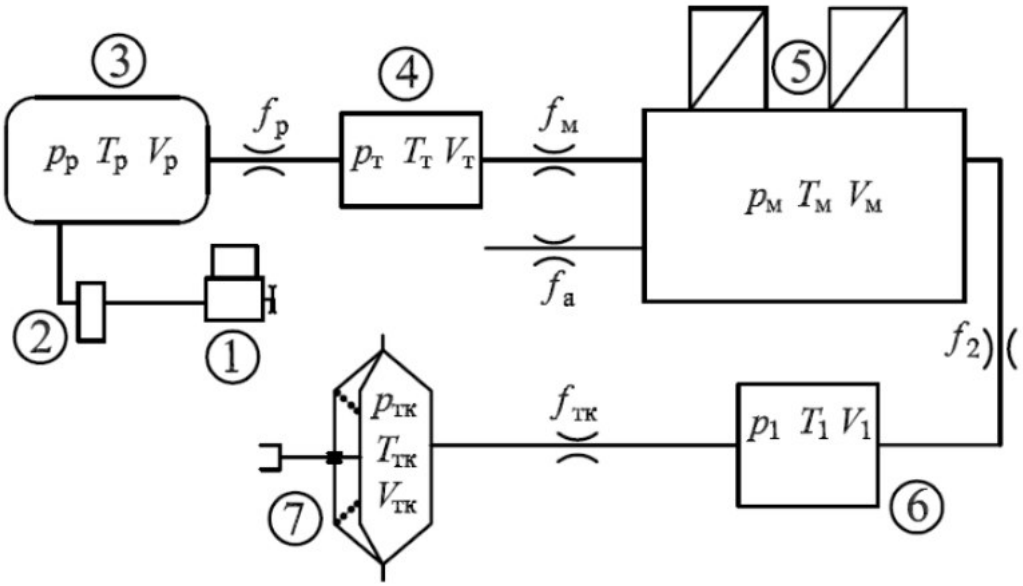


Рис. 11.1. Расчётная схема пневматической части привода: 1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – ресивер; 4 – трубопровод; 5 – модулятор давления; 6 – трубопровод; 7 – тормозная камера; T ,V , p – температура, объём и давление воздуха соответствующих объёмов; f – эффективные площади соответствующих звеньев

Каждому давлению, температуре и объёму присвоим индексы, соответствующие расчётным ёмкостям. К ним также относятся объёмы трубопроводов, соединяющих ресивер с модулятором, а также модулятор с тормозной камерой. Датчик *ОС* установлен в трубопроводе *6*. В соединении каждого трубопровода с аппаратом имеется местное гидравлическое сопротивление, которое характеризуется эффективной площадью (произведение коэффициента расхода и площади проходно-

го сечения) [43,53,243]. В трубопроводе между модулятором и тормозной камерой имеет место движение воздуха как от модулятора к тормозной камере, так и обратно. При этом давление в тормозной камере может монотонно повышаться или монотонно снижаться. В трубопроводах между ресивером *3* и модулятором *5* воздух движется только в одном направлении, от ресивера к модулятору. Системы дифференциальных уравнений отдельных элементов привода связаны между собой связями, отвечающими расчётной схеме (рис. 11.1).

11.2 Моделирование основных элементов электропневматического тормозного привода

Система уравнений описывающих изменение давления в тормозной камере, включает в себя все особенности связанные с расчётом ЭПТП, и в тоже время наименее громоздкая в сравнении с системами уравнений, описывающими другие элементы ЭПТП. На примере тормозной камеры запишем единую систему уравнений для процессов наполнения и опорожнения. Система уравнений процесса наполнения тормозной камеры имеет вид (11.1) и (11.2)

$$\begin{cases} k \cdot R\left[T_1 \cdot G_{\text{тк}}\right] dt = V_{\text{тк}} dp_{\text{тк}} + k \cdot p_{\text{тк}} dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{тк}} = K \cdot f_{\text{тк1}} \cdot p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1}} \phi(Y_{\text{тк}}) \\ T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ V_{\text{тк}} = V_{0\text{тк}} + dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}}) \end{cases} ; \qquad (11.1)$$

$$\begin{cases} \text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{тк}}}{p_1} < 1 \quad \text{то} \quad \phi(Y_{\text{тк}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{тк}}}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{тк}}}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{иначе } \phi(Y_{\text{тк}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} . \qquad (11.2)$$

Уравнения процесса опорожнения тормозной камеры отличаются функцией расхода и примут вид систем (11.3) и (11.4)

$$\begin{cases} k \cdot R\left[T_{\text{тк}} \cdot (-G_{\text{тк}})\right] dt = V_{\text{тк}} dp_{\text{тк}} + k \cdot p_{\text{тк}} dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{тк}} = K \cdot f_{\text{тк2}} \cdot p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_{\text{тк}}}} \phi(Z_{\text{тк}}) \\ T_{\text{тк}} = T_0 \cdot \left(\frac{p_{\text{тк}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ V_{\text{тк}} = V_{0\text{тк}} + dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}}) \end{cases} ; \qquad (11.3)$$

$$\begin{cases} \text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_1}{p_{\text{тк}}} < 1 \quad \text{то} \quad \phi(Z_{\text{тк}}) = \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_{\text{тк}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_{\text{тк}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{иначе } \phi(Z_{\text{тк}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} . \qquad (11.4)$$

В уравнениях (11.1), (11.2), (11.3), (11.4) приняты следующие обозначения: k – показатель адиабаты; R – универсальная газовая постоянная; T_1 – температура перед входом в тормозную камеру; $G_{\text{тк}}$ – расход воздуха при наполнении и опорожнении тормозной камеры; $T_{\text{тк}}$ – температура воздуха в тормозной камере; $V_{\text{тк}}$ – объём тормозной камеры; $p_{\text{тк}}$ – давление воздуха в тормозной камере; p_1 – давление воздуха в трубопроводе перед тормозной камерой; $\phi\,(Y_{\text{тк}})$ – функция расхода при наполнении тормозной камеры; $\phi\,(Z_{\text{тк}})$ – функция расхода при опорожнении тормозной камеры; $V_{0\text{тк}}$ – начальный объём тормозной камеры; $dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}})$ – изменение объёма тормозной камеры в зависимости от хода штока; K – коэффициент равный $K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}}$.

Упростим данную систему уравнений, совместив процессы наполнения и опорожнения тормозных камер. В качестве критерия, характеризующего переход от наполнения к опорожнению полости, выберем разность давлений в напорной полости и полости наполнения. Если эта разность становится равной нулю, то система достигла насыщения, а расход равен нулю. Если разность положительна, то происходит наполнение полости, а если отрицательна, то опорожнение. Смену знака при расходе соответствующей полости будем осуществлять при помощи функции $sign(p_1 - p_2)$. Изменение значений температуры напорной полости и коэффициента расхода, изменяющихся в зависимости от направления течения воздуха, рассчитаем по соответствующим зависимостям (11.5), (11.6) и (11.8). В соответствии с уравнением (11.5) в процессе наполнения тормозной камеры в системе дифференциальных уравнений будет участвовать значение температуры полости модулятора, а в процессе опорожнения тормозной камеры решение системы будет происходить с использованием температуры тормозной камеры. По такому же принципу осуществляется и изменение эффективной площади в соответствии с формулой (11.6).

Для упрощения записи систем уравнений введём обозначения функций температуры $W(T_1; T_{\text{тк}})$, коэффициента сопротивления $\xi_{\text{тк}}(\xi_1; \xi_2)$ и эффективной площади $f_{\text{тк}}(\xi_{\text{тк}})$.

Функция температуры рабочего тела в напорной полости имеет вид

$$W(T_1;T_{\text{тк}}) = \left[\frac{\max\left(p_1 \cdot \frac{T_1+T_{\text{тк}}}{2}; p_{\text{тк}} \cdot \frac{T_1+T_{\text{тк}}}{2}\right)}{\max(p_1;p_{\text{тк}})} + \text{sign}(\text{p}_1 - \text{p}_{\text{тк}}) \cdot \frac{\text{T}_1-\text{T}_{\text{тк}}}{2}\right]. \quad (11.5)$$

Аналогичным образом запишем функцию коэффициента сопротивления

$$\xi_{\text{тк}}(\zeta_1;\zeta_2) = \left[\frac{\max\left(p_1 \cdot \frac{\zeta_1+\zeta_2}{2}; p_{\text{тк}} \cdot \frac{\zeta_1+\zeta_2}{2}\right)}{\max(p_1;p_{\text{тк}})} + \text{sign}(\text{p}_1 - \text{p}_{\text{тк}}) \cdot \frac{\zeta_1-\zeta_2}{2}\right]. \quad (11.6)$$

Зависимость, связывающая коэффициент сопротивления и коэффициент расхода, полученная Е.В. Герц [43, 171], имеет вид

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}, \quad (11.7)$$

где μ – коэффициент расхода;

ξ – коэффициент сопротивления.

Учитывая зависимость (11.7), а также то, что эффективная площадь это произведение коэффициента расхода на площадь проходного сечения, запишем функцию определения эффективной площади сечения в зависимости от коэффициента сопротивления

$$f_{\text{тк}}(\xi_{\text{тк}}) = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \sqrt{1+\xi_{\text{тк}}(\zeta_1;\zeta_2)}}. \quad (11.8)$$

Окончательно система уравнений, описывающая изменение давления воздуха в тормозной камере, будет иметь вид (11.9) и (11.10).

Такая запись системы уравнений включает одновременно и процесс наполнения и опорожнения тормозной камеры. Решение нескольких систем уравнений, записанных в форме (11.9), позволяет оценивать динамику релейного ЭПТП в любом его расчётном узле. При этом нет необходимости прибегать к методу припасовывания или представлять весь объём контура одной полостью. В пневматическую часть модулятора входит его основная проточная полость, усилительные полости мембранных клапанов, а также каналы подвода воздуха к ним.

$$\begin{cases} kR\left[\text{sign}(\text{p}_1 - \text{p}_{\text{тк}})\text{W}(\text{T}_1;\text{T}_{\text{тк}})\text{G}_{\text{тк}}\right]dt = V_{\text{тк}}dp_{\text{тк}} + kp_{\text{тк}}dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{тк}} = K \cdot f_{\text{тк}}(\xi_{\text{тк}}) \cdot \max(p_1; p_{\text{тк}})\sqrt{\frac{1}{R \cdot W(T_1;T_{\text{тк}})}} \cdot \phi(U_{\text{тк}}) \\ f_{\text{тк}}(\xi_{\text{тк}}) = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \sqrt{1+\xi_{\text{тк}}(\zeta_1;\zeta_2)}} \\ \xi_{\text{тк}}(\zeta_1;\zeta_2) = \frac{\max\left(p_1 \cdot \frac{\zeta_1+\zeta_2}{2}; p_{\text{тк}} \cdot \frac{\zeta_1+\zeta_2}{2}\right)}{\max(p_1;p_{\text{тк}})} + \text{sign}(\text{p}_1 - \text{p}_{\text{тк}}) \cdot \frac{\zeta_1-\zeta_2}{2} \\ W(T_1;T_{\text{тк}}) = \frac{\max\left(p_1 \cdot \frac{T_1+T_{\text{тк}}}{2}; p_{\text{тк}} \cdot \frac{T_1+T_{\text{тк}}}{2}\right)}{\max(p_1;p_{\text{тк}})} + \text{sign}(\text{p}_1 - \text{p}_{\text{тк}}) \cdot \frac{\text{T}_1-\text{T}_{\text{тк}}}{2} \\ T_{\text{тк}} = T_0 \cdot \left(\frac{p_{\text{тк}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \end{cases} . \quad (11.9)$$

$$\begin{cases} \text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{\min(p_1;p_{\text{тк}})}{\max(p_1;p_{\text{тк}})} < 1 \\ \text{то } \phi(U_{\text{тк}}) = \sqrt{\left(\frac{\min(p_1;p_{\text{тк}})}{\max(p_1;p_{\text{тк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\min(p_1;p_{\text{тк}})}{\max(p_1;p_{\text{тк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{иначе } \phi(U_{\text{тк}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} . \quad (11.10)$$

где $\phi(U_{\text{тк}})$ – функция расхода при наполнении и опорожнении тормозной камеры;

$h_{\text{ш}}$ – ход штока тормозной камеры, м.

Расчётная схема представленная на рис. 11.2 описывает функциональные связи электромагнитных клапанов и пневматической части модулятора. Все гидравлические сопротивления представлены на схеме эффективной площадью проходного сечения.

Управление усилительными полостями A, мембранных клапанов (см. рис. 11.3), осуществляется при помощи двухпозиционных электромагнитных клапанов.

В нормально открытом положении электромагнитного клапана воздух от канала, находящегося под постоянным давлением, поступает в усилительную полость мембраны и мембранный клапан прижимается к седлу, закрывая тем самым впускной клапан модулятора. При срабатывании электромагнитного клапана воздух из усилительной полости выходит в атмосферу и мембрана открывает впускной клапан модулятора. Выпускной клапан модулятора работает аналогично впускному.

Объём усилительной полости при открытой мембране составляет $V_{\text{отк}} = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м^3 , а при закрытой $V_{\text{закр}} = 2,2 \cdot 10^{-6}$ м^3.

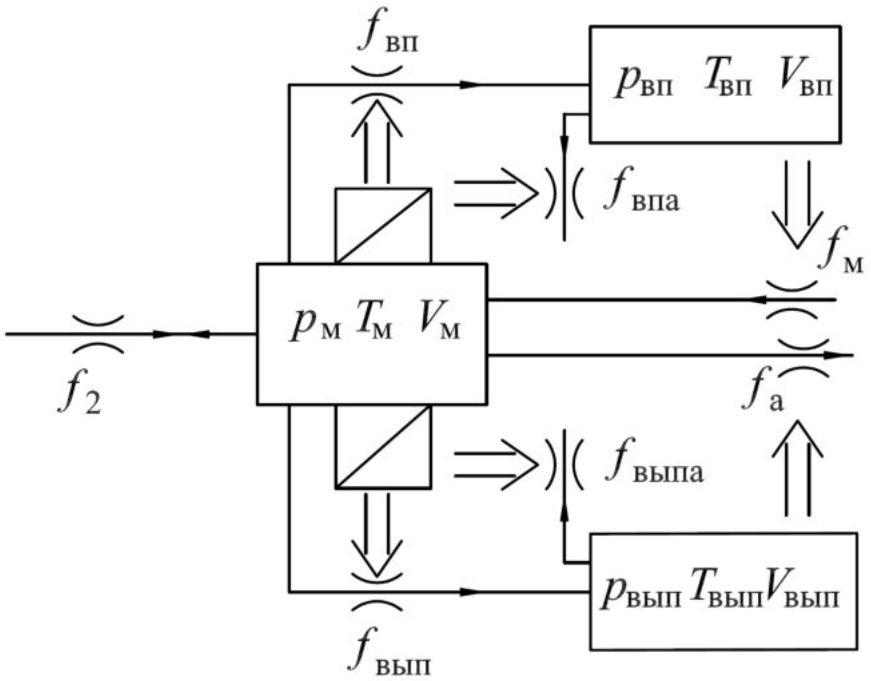
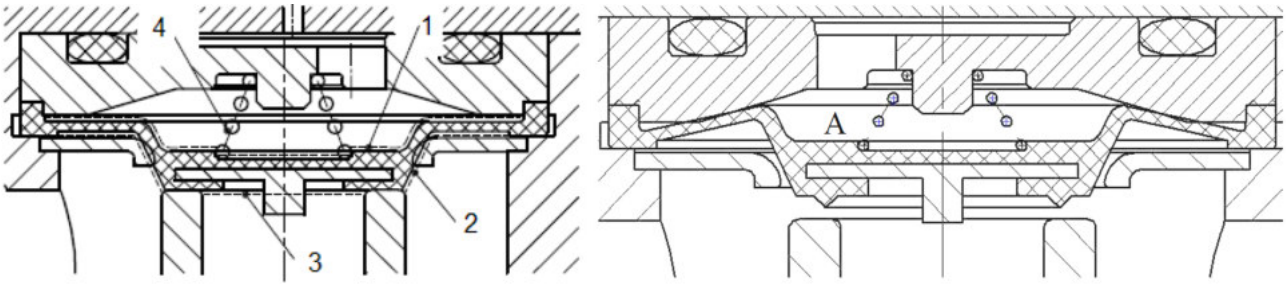


Рис. 11.2. Расчётная схема модулятора: $V_{\text{вп}}$, $T_{\text{вп}}$, $p_{\text{вп}}$ – объём, температура и давление воздуха усилительной полости впускного мембранного клапана модулятора; $V_{\text{вып}}$, $T_{\text{вып}}$, $p_{\text{вып}}$ – объём, температура и давление воздуха усилительной полости выпускного мембранного клапана модулятора; $V_{\text{м}}$, $T_{\text{м}}$, $p_{\text{м}}$ – объём, температура и давление воздуха проточной полости модулятора; $f_{\text{вп}}$ – эффективная площадь впускного канала электромагнитного клапана управляющего впускной мембраной; $f_{\text{впа}}$ – эффективная площадь выпускного канала электромагнитного клапана управляющего впускной мембраной; $f_{\text{вып}}$ – эффективная площадь выпускного канала электромагнитного клапана управляющего выпускной мембраной; $f_{\text{выпа}}$ – эффективная площадь выпускного канала электромагнитного клапана управляющего выпускной мембраной; $f_{\text{м}}$ – эффективная площадь впускного клапана модулятора открывающего доступ воздуху из ресивера; $f_{\text{а}}$ – эффективная площадь выпускного клапана модулятора выпускающего воздух в атмосферу; f_2 – эффективная площадь канала модулятора соединённого с тормозной камерой; $<=$ – стрелками показаны связи между элементами модулятора и переменными эффективными площадями

Для обеспечения условного диаметра 12 мм с учётом деформации уплотнительного пояска мембранный клапан модулятора совершает ход $3,2$ мм. При наполнении полости *A* (рис. 11.3 а) и рис. 11.3 б)) объём усилительной полости изменяется на $V_{\text{вп}} - V_{\text{вып}} = 0,9 \cdot 10^{-6}$ м^3.

Изменение давления воздуха в усилительной полости впускного мембранного клапана описывается системами уравнений (11.11) и (11.12).



а) б)

Рис. 11.3. Усилительная полость мембраны: а) – мембранный клапан закрыт; б) – мембранный клапан открыт; 1 – поверхность мембраны воспринимающая управляющее давление; 2 – поверхность мембраны воспринимающая давление за модулятором; 3 – поверхность мембраны воспринимающая давление в ресивере тормозного привода (или атмосферного давления, для выпускного клапана); 4 – пружина, обеспечивающая предварительное прижатие мембраны

Изменение эффективных площадей, связывающих усилительную полость с атмосферой и полостью модулятора, находящейся под давлением, определяется положением якоря электромагнитного клапана, а изменение объёма усилительной полости – перемещением мембраны.

$$
\begin{cases}
kR\left[T_{\text{м}} \cdot G_{\text{вп}} - T_{\text{вп}} \cdot G_{\text{впа}}\right] dt = V_{\text{вп}} dp_{\text{вп}} + k p_{\text{вп}} dV_{\text{вп}}(h_{\text{м}}) \\
kR\left[T_{\text{м}} \cdot G_{\text{вып}} - T_{\text{вып}} \cdot G_{\text{выпа}}\right] dt = V_{\text{вып}} dp_{\text{вып}} + k p_{\text{вып}} dV_{\text{вып}} \\
G_{\text{вп}} = K \cdot f_{\text{вп}} \cdot p_{\text{м}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{м}}}} \cdot \phi(Y_{\text{вп}}) \\
G_{\text{впа}} = K \cdot f_{\text{впа}} \cdot p_{\text{вп}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{вп}}}} \cdot \phi(Z_{\text{впа}}) \\
G_{\text{вып}} = K \cdot f_{\text{вып}} \cdot p_{\text{м}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{м}}}} \cdot \phi(Y_{\text{вып}}) \\
G_{\text{выпа}} = K \cdot f_{\text{выпа}} \cdot p_{\text{вып}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{вып}}}} \cdot \phi(Z_{\text{выпа}}) \\
f_{\text{вп}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{вп}} \cdot \delta_{\text{вп}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вп}}}} \\
f_{\text{впа}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{впа}} \cdot (\delta_0 - \delta_{\text{вп}})}{\sqrt{1 + \xi_{\text{впа}}}} \\
f_{\text{вып}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{вып}} \cdot \delta_{\text{вып}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вып}}}} \\
f_{\text{выпа}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{выпа}} \cdot (\delta_0 - \delta_{\text{вып}})}{\sqrt{1 + \xi_{\text{выпа}}}} \\
T_{\text{вып}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{вып}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_{\text{м}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{м}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{cases}
. \qquad (11.11)
$$

$$
\begin{cases}
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вп}}} < 1 \text{ то } \phi(Z_{\text{вп}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вп}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вп}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(Z_{\text{вп}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{м}}} < 1 \text{ то } \phi(Y_{\text{вп}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(Y_{\text{вп}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{вып}}}{p_{\text{м}}} < 1 \text{ то } \phi(Y_{\text{вып}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{вып}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вып}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(Y_{\text{вып}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вып}}} < 1 \text{ то } \phi(Z_{\text{вып}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вып}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вып}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(Z_{\text{вып}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}
\end{cases}. \quad (11.12)
$$

В уравнениях (11.11) и (11.12) приняты следующие обозначения: $\phi(Y_{\text{вп}})$ и $\phi(Z_{\text{вп}})$ – функция расхода для усилительной полости впускного клапана модулятора при её наполнении и опорожнении соответственно; $\phi(Y_{\text{вып}})$ и $\phi(Z_{\text{вып}})$ – функция расхода для усилительной полости выпускного клапана модулятора при её наполнении и опорожнении соответственно; $dV_{\text{вп}}(h_{\text{м}})$ – изменение объёма усилительной полости в зависимости от хода мембраны.

Системами уравнений (11.11) и (11.12) описывает однонаправленное течение воздуха по каналам модулятора. К объёму усилительной полости мембранного клапана условно отнесены объёмы каналов подвода и отвода воздуха, соединяющих усилительную полость с электромагнитным клапаном. Такой подход позволяет более точно учесть влияние конструктивных особенностей аппарата на динамику работы каскада усиления.

Система уравнений, описывающая изменение давления воздуха в полости модулятора, имеет вид (11.13) и (11.14).

Для этой системы уравнений приняты следующие обозначения: $p_{\text{т}}$ – давление в трубопроводе, соединяющем ресивер и модулятор; $T_{\text{т}}$ – температура рабочего тела в трубопроводе, соединяющем ресивер и модулятор; $\phi(Y_{\text{т}})$ – функция расхода при перетекании воздуха из трубопровода, связывающего модулятор и ресивер; $\xi_2(\zeta_{\text{м}};\zeta_2)$ – функция коэффициента сопротивления; $f_2(\xi_2)$ – функция эффективной площади канала модулятора, связанного с тормозной камерой; p_2 – давление в трубопроводе, соединяющем тормозную камеру и модулятор; T_2 – температура

рабочего тела в трубопроводе, соединяющем тормозную камеру и модулятор; $\phi(U_2)$ – функция расхода при перетекании воздуха из модулятора в трубопровод, соединяющийся с тормозной камерой при наполнении и опорожнении воздуха из полости модулятора соответственно; $\phi(Z_a)$ – функция расхода при перетекании воздуха из модулятора в атмосферу через выпускной клапан.

$$
\begin{cases}
kR\left[T_{\text{т}} \cdot G_{\text{т}} - T_{\text{м}} \cdot G_{\text{a}} + sign(p_2 - p_{\text{м}}) W(T_{\text{м}}; T_2) G_2\right] dt = V_{\text{м}} dp_{\text{м}} \\
G_{\text{т}} = K \cdot f_{\text{м}} \cdot p_{\text{т}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{т}}}} \cdot \phi(Y_{\text{т}}) \\
G_{\text{a}} = K \cdot f_{\text{a}} \cdot p_{\text{м}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{м}}}} \cdot \phi(Z_{\text{a}}) \\
G_2 = K \cdot f_2(\xi_2) \cdot max(p_{\text{м}}; p_2) \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot W(T_{\text{м}}; T_2)}} \cdot \phi(U_2) \\
f_2(\xi_2) = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{вп}}^2}{4 \cdot \sqrt{1 + \xi_2(\zeta_{\text{м}}; \zeta_2)}} \\
\xi_2(\zeta_{\text{м}}; \zeta_2) = \dfrac{\max\left(p_{\text{м}} \cdot \frac{\zeta_{\text{м}} + \zeta_2}{2}; p_2 \cdot \frac{\zeta_{\text{м}} + \zeta_2}{2}\right)}{\max(p_{\text{м}}; p_2)} + \text{sign}(\text{p}_{\text{м}} - \text{p}_2) \cdot \frac{\zeta_{\text{м}} - \zeta_2}{2} \\
W(T_{\text{м}}; T_2) = \dfrac{\max\left(p_{\text{м}} \cdot \frac{T_{\text{м}} + T_2}{2}; p_2 \cdot \frac{T_{\text{м}} + T_2}{2}\right)}{\max(p_{\text{м}}; p_2)} + \text{sign}(\text{p}_{\text{м}} - \text{p}_2) \cdot \frac{\text{T}_{\text{м}} - \text{T}_2}{2} \\
f_{\text{м}} = \dfrac{\pi \cdot D_{\text{м}} \cdot h_{\text{вп}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вп}}}} \\
f_{\text{a}} = \dfrac{\pi \cdot D_{\text{м}} \cdot h_{\text{вып}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вып}}}} \\
T_2 = T_0 \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_{\text{м}} = T_0 \cdot \left(\frac{p_{\text{м}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{cases}
\quad . \qquad (11.13)
$$

$$
\begin{cases}
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{т}}} < 1 \text{ то } \phi(Y_{\text{т}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{т}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{т}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(Y_{\text{т}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{min(p_{\text{м}}; p_2)}{max(p_{\text{м}}; p_2)} < 1 \\
\text{то } \phi(U_2) = \sqrt{\left(\frac{min(p_{\text{м}}; p_2)}{max(p_{\text{м}}; p_2)}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{min(p_{\text{м}}; p_2)}{max(p_{\text{м}}; p_2)}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(U_2) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{\text{a}}}{p_{\text{м}}} < 1 \text{ то } \phi(Z_{\text{a}}) = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{a}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{a}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(Z_{\text{a}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}
\end{cases}
\quad . \qquad (11.14)
$$

Анализ пневматического каскада усиления мембранного клапана наиболее точно можно выполнить, решая совместно уравнения газовой динамики и электродинамики. От быстродействия электромагнитного клапана (рис. 11.4) зависит время запаздывания и качество работы системы.

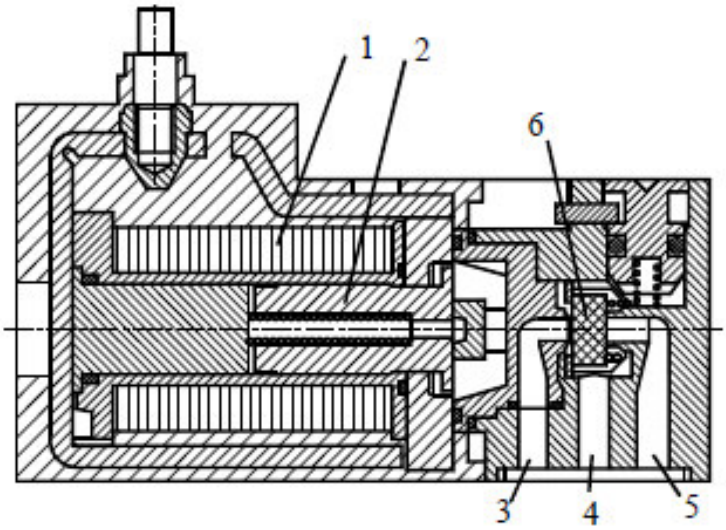


Рис. 11.4. Электромагнитный клапан: 1 – обмотка электромагнита; 2 – якорь; 3 – канал связанный с атмосферой; 4 – канал связанный с усилительной полостью; 5 – канал связанный с ресивером; 6 – клапан

Расчёт рабочего процесса электромагнита позволяет определить положение его якоря в любой момент времени, что даёт возможность отследить степень открытия мембранных клапанов модулятора давления не только при подаче постоянного сигнала на электромагниты, но и при использовании широтно-импульсной модуляции электромагнита. Для управления модулятором давления в электропневматическом приводе используются два электромагнита итальянской фирмы CAMOZZI. Напряжение питания $U = 24$ В. Условный диаметр составляет $1,5$ мм, а рабочий зазор $0,28$ мм. При этом время срабатывания [238] находится в пределах $0,003 \div 0,005$ с. Потребляемая мощность 2 Вт, по тепловой нагрузке электромагнит допускает постоянное включение.

Описание рабочего цикла электромагнита постоянного тока базируется на решении исходных дифференциальных уравнений электродинамики [232, 244, 245].

$$\begin{cases} \dfrac{d\Phi}{dt} = \dfrac{U - i \cdot R_a}{n} \\ m \cdot \dfrac{d^2x}{dt^2} = k_c \cdot \Phi^2 - P_{\text{пр}}(x) \\ i = \dfrac{2 \cdot k_c}{n} \cdot \Phi \cdot (\delta_0 - x) \end{cases} . \tag{11.15}$$

В уравнении (11.15) приняты следующие обозначения: Φ – магнитный поток, Вб; x – перемещение якоря, м; U – напряжение, В; n – число витков в обмотке электромагнита; R_a – сопротивление, Ом; i – текущее значение тока, А; m – масса подвижных частей, кг; $P_{\text{пр}}$ – сила противодействия, Н; δ_0 – начальный рабочий зазор, м; k_c – постоянная, зависящая от конфигурации магнитной цепи электромагнита.

Для электромагнита, рассматриваемого типа, коэффициент k_c определяется по зависимости (11.16) [232]

$$k_c = \frac{1}{2 \cdot \mu_0 \cdot S} = \frac{125}{\pi \cdot S}. \tag{11.16}$$

где μ_0 –

S – площадь поперечного сечения якоря, м^2.

Граничные условия для решения данной системы уравнений следующие. В момент времени $t = 0$ с, перемещение якоря $x = 0$ м, $\frac{dx}{dt} = 0$, магнитный поток получим, решая уравнение (11.17), и учитывая, что в начальный момент времени $i = 0$ А

$$\Phi = \frac{U}{n} \cdot t + \Phi_0. \tag{11.17}$$

где Φ_0 – магнитный поток в момент начала движения якоря, Вб.

Магнитный поток в момент начала движения якоря определяется величиной противодействующей силы

$$\Phi_0 = \sqrt{\frac{P_{\text{пр}}(\delta_0)}{k}}. \tag{11.18}$$

При $x = \delta_0$, скорость перемещения якоря также становится равной нулю, а ток принимает установившееся значение.

Окончательно система уравнений описывающая рабочий процесс электромагнита будет иметь вид

$$\begin{cases} \dfrac{d\Phi}{dt} = \dfrac{U \cdot n - 2 \cdot R_a \cdot k_c \cdot \Phi \cdot (\delta_0 - x)}{n^2} \\ \dfrac{d^2x}{dt^2} = \dfrac{k_c \cdot \Phi^2 - P_{\text{пр}}(x)}{m} \end{cases}. \tag{11.19}$$

Первое уравнение характеризует процессы, происходящие в обмотке электромагнита постоянного тока при создании магнитного потока, вызывающего движение якоря. Второе уравнения описывает характер движения якоря в зависимости от изменения магнитного потока, типа электромагнита и сил противодействия.

Решение системы уравнений (11.19) согласуется с экспериментальными данными, полученными в работах других авторов [232, 244, 245] (см. рис. 9.21) и представлено на рис. 11.5.

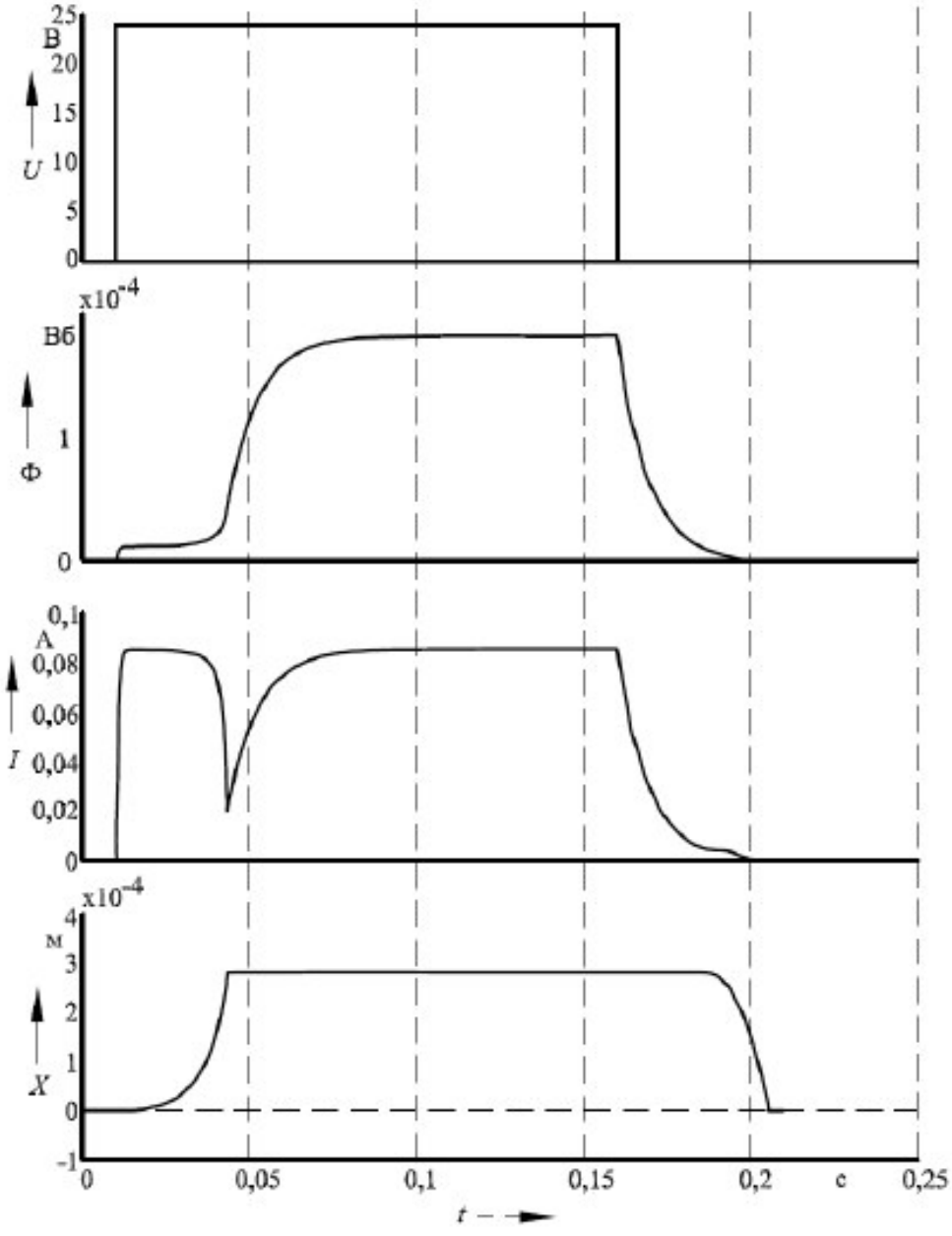


Рис. 11.5. Рабочий цикл движения якоря электромагнита: U – изменение напряжения во времени, В; Ф – изменение магнитного потока, Вб; I – изменение тока в обмотке электромагнитного клапана, А; X – перемещение якоря электромагнита, м

Уравнения, описывающие изменение проходных сечений впускного и выпускного клапанов (11.20), идентичны для электромагнитов управляющих как впускным мембранным клапаном модулятора, так и выпускным.

$$\begin{cases} f_{\text{вп}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{э}} \cdot x}{\sqrt{1+\xi_{\text{вп}}}} \\ f_{\text{впа}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{э}} \cdot (\delta_0 - x)}{\sqrt{1+\xi_{\text{вып}}}} \end{cases} . \tag{11.20}$$

где $\xi_{\text{вп}}$ и $\xi_{\text{впа}}$ – коэффициенты сопротивления электромагнитного клапана на впуск в усилительную полость и выпуск из неё в атмосферу соответственно;

$d_{\text{э}}$ – условный диаметр отверстия электромагнитного клапана.

Изменение величины тока в обмотке электромагнита соответствует моменту перемещения якоря. Затем идёт насыщение катушки по магнитному потоку и силе тока такое же, как у соленоида, поскольку сердечник неподвижен и отвечает его физической модели.

11.3 Расчёт сопротивлений элементов контура электропневматического тормозного привода

При расчете автомобильного пневматического тормозного привода коэффициент трения воздуха в трубопроводе принимается обычно постоянным и равным $\lambda = 0,014 \div 0,03$ [35, 246, 247]. Широкий диапазон значений объясняется тем, что λ зависит от условий течения. Данное обстоятельство приводит к необходимости принимать среднее значение λ в каждом конкретном случае, а в некоторых случаях вводить поправочный коэффициент $0,5$ [43, 243]:

$$\xi_{\text{тр}} = 0,5 \cdot \lambda \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{D_{\text{г}}}. \tag{11.21}$$

где λ – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода;

$l_{\text{тр}}$ – длина трубопровода, м;

$D_{\text{г}}$ – гидравлический диаметр трубки, м $D_{\text{г}} = \frac{4 \cdot F}{\Pi_{\text{с}}}$;

F – площадь сечения трубки, м^2;

$\Pi_{\text{с}}$ – периметр сечения, м.

В случае круглого сечения гидравлический диаметр равен диаметру сечения.

При решении же дифференциальных уравнений численным методом некоторое усложнение математической модели при учете изменения λ не приводит к значительным затруднениям.

Таким образом коэффициент сопротивления трубопровода при постоянно изменяющихся условиях течения будем определять по формуле [43]

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{D_{\text{г}}}. \tag{11.22}$$

Коэффициент трения определяется в зависимости от диапазона числа Рейнольдса. При наполнении тормозной камеры через трубопровод диаметром $0,012$ м число Рейнольдса (рис. 11.6) имеет порядок 10^6.

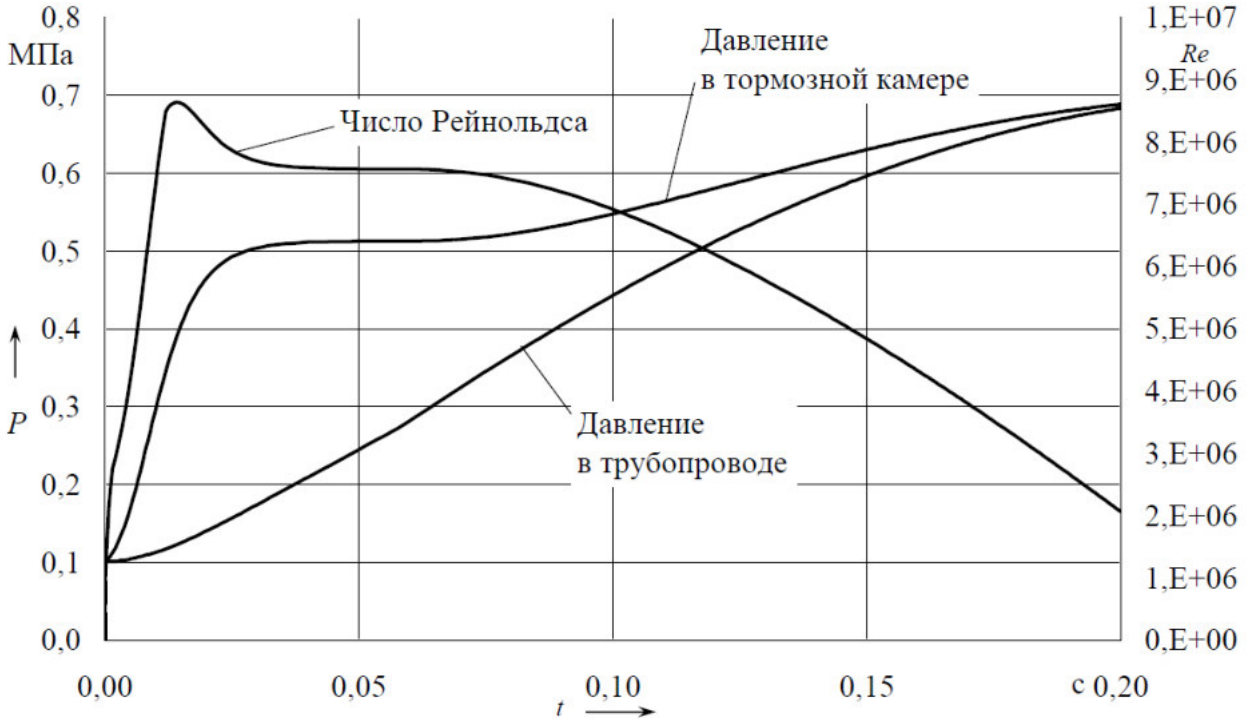


Рис. 11.6. График изменения числа Рейнольдса в трубопроводе при наполнении тормозной камеры

При таком режиме течения будем использовать зависимость (11.23) для определения λ при $R_e > 4000$

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg R_e - 1,64)^2}. \tag{11.23}$$

где R_e – критерий Рейнольдса.

В случае возникновения условий течения, при которых R_e станет меньше 4000, величину коэффициента трения воздуха в трубке при турбулентном режиме движения воздуха $(R_e > 2000)$ можно определить с помощью формулы Альтшуля [53, 248]

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\overline{\Delta} + \frac{68}{R_e}\right)^{0,25}. \tag{11.24}$$

где $\overline{\Delta}$ – относительная шероховатость стенок трубопровода $\overline{\Delta} = \dfrac{\Delta}{D_{\text{г}}}$;

Δ – абсолютная шероховатость стенок трубки.

В пневматическом тормозном приводе наибольшее распространение получили цельнотянутые трубопроводы из сплава меди или стали (для сплавов меди $\Delta = 0,0015 \div 0,01$ [64, 171]; для стали $\Delta = 0,02 \div 0,1$).

В последнее время широкое распространение в тормозном приводе получили пластмассовые трубопроводы [246], которые и являются соединительными элементами в экспериментальном ЭПТП. Абсолютная шероховатость стенок таких труб $\Delta < 0,0015$.

При ламинарном режиме $(R_e < 2000)$ коэффициент трения определяется зависимостью [53]

$$\lambda = \frac{64}{R_e}. \tag{11.25}$$

От числа Рейнольдса также зависит и режим течения воздуха в трубопроводе. Это число определяется по формуле [53]

$$R_e = \frac{\omega \cdot D_{\text{г}}}{\nu}. \tag{11.26}$$

где ω – средняя по сечению скорость воздуха, м/с;

ν – кинематическая вязкость воздуха, сСт;

$$\nu = \frac{\eta}{\gamma}. \tag{11.27}$$

где η – динамическая вязкость воздуха, Пуаз;

γ – удельный вес воздуха.

Динамическая вязкость воздуха зависит только от температуры и не зависит от давления, кинематическая вязкость зависит как от температуры, так и от давления.

Зависимость вязкости газов от температуры может быть приближенно выражена формулой Сутерленда [53]

$$\eta = \eta_0 \cdot \frac{273 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{\frac{2}{3}}. \tag{11.28}$$

где η_0 – динамическая вязкость воздуха при 0 °С, мкПуаз [223];

T – абсолютная температура, °К;

C – постоянная, зависящая от рода газа, °К, для воздуха $C = 111$ °К.

Динамическая вязкость воздуха при 0 °С равна $171,2$ мкПуаз.

Удельный вес воздуха при рабочих условиях равен [53]

$$\gamma_{\text{р}} = (\gamma_{\text{н}} + m) \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m}{0{,}804}} \cdot \frac{p_{\text{р}}}{p_{\text{а}}}, \tag{11.29}$$

где $\gamma_{\text{н}}$ – удельная вес воздуха при температуре 0 °С и атмосферном давлении, кг/м^3;

m – содержание водяных паров в газе, кг/м^3 (при температуре 0 °С и атмосферном давлении $m = 0,804$ кг/м^3);

$p_{\text{р}}$ – абсолютное давление воздуха, Па;

$p_{\text{а}}$ – атмосферное давление воздуха, Па (при температуре окружающей среды 0 °С давление $p_{\text{а}} = 101337$ Па).

В тормозной системе воздух проходит предварительную подготовку по осушению, поэтому будем считать его сухим.

Для сухого газа формула (11.29) приобретает вид:

$$\gamma_{\text{р}} = \gamma_{\text{н}} \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{p_{\text{р}}}{p_{\text{а}}}, \tag{11.30}$$

Скорость воздуха в трубопроводе определяется по формуле

$$\omega = \nu_{\text{тр}} = \nu_{\text{кр}} \cdot \frac{\phi(\sigma)}{\sqrt[k]{\sigma}} \cdot \frac{f}{f_{\text{тр}}}, \tag{11.31}$$

После определения $\gamma_{\text{р}}$, при помощи формул (11.29) и (11.30), находим коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода $\xi_{\text{тр}}$.

Используя приведенные формулы, определим изменение коэффициента сопротивления в зависимости от режима течения рабочего тела в

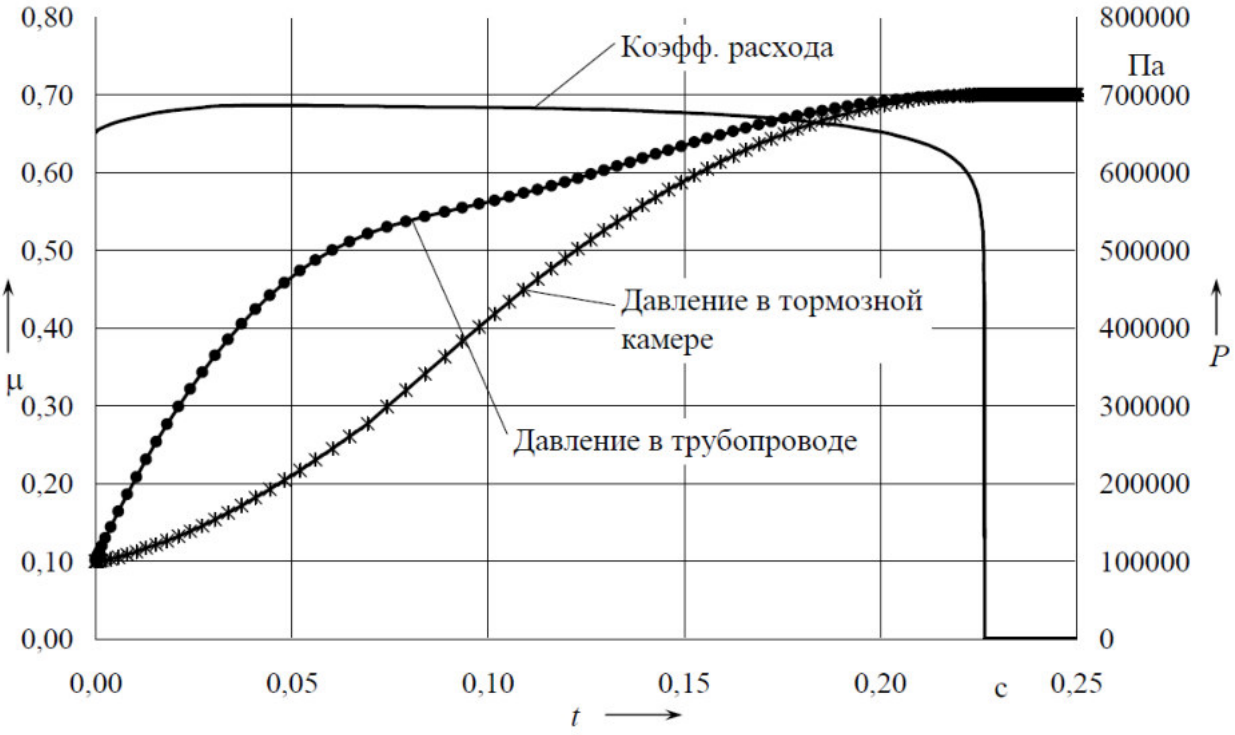


Рис. 11.7. Зависимость изменения коэффициента расхода в трубопроводе при увеличении давления в тормозных камер

трубопроводе. Режим течения рабочего тела характеризуется числом Рейнольдса, которое является определяющим в характере изменения коэффициента сопротивления трубопровода (см. рис. 11.6 и рис. 11.7).

Определим коэффициент сопротивления впускного и выпускного клапана модулятора. Потери давления пропорциональны коэффициенту сопротивления (11.32) и (11.33) [53].

$$\xi_{\text{к}} = 0,95 \cdot \sin^2\left(\frac{\delta}{2}\right) + 2,05 \cdot \sin^4\left(\frac{\delta}{2}\right), \tag{11.32}$$

$$\xi_{\text{кн}} = 1,2 \cdot \xi_{\text{к}}. \tag{11.33}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления электромагнитного клапана будем определять по эмпирической зависимости для тарельчатого клапана [223], которая подходит для данного случая по пределам использования

$$\xi_{\text{кл}} = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta H}{\gamma \cdot \omega_0^2} = 0,55 + 4 \cdot \left(\frac{b_{\text{т}}}{D_y} - 0,1\right) + \frac{0,155 \cdot D_y^2}{h_{\text{кл}}^2}, \tag{11.34}$$

где ΔH – падение давления в местном сопротивлении, Па;

ω_0 – средняя по сечению скорость газа, м/с;

$b_т$ – ширина кольцевого пояса клапана, м;

D_y – условный диаметр проходного сечения клапана, м;

$h_{кл}$ – ход клапана, м.

Чтобы коэффициенты гидравлического сопротивления можно было суммировать, их необходимо привести к единому сечению. В справочнике по гидравлическим сопротивлениям [53] предлагается формула приведения гидравлических сопротивлений с разными проходными сечениями к единому проходному сечению

$$\xi_{пр} = \xi \cdot \frac{\gamma_{пр}}{\gamma} \cdot \left(\frac{f_{пр}}{f} \right)^2, \tag{11.35}$$

где $\xi_{пр}$ – приведенный коэффициент гидравлического сопротивления;

ξ – приводимый коэффициент гидравлического сопротивления;

γ и $\gamma_{пр}$ – плотность газа в условиях истечения через приводимое и приведенное сечение;

f и $f_{пр}$ – площадь приводимого и приведенного сечения, м^2.

В аппаратах пневматического привода плотность воздуха зависит главным образом от давления. Поскольку величины давления на входе и выходе реального и приведенного гидравлического сопротивления равны, изменением плотности воздуха из-за разницы скоростей можно пренебречь. Следовательно имеем

$$\xi_{пр} = \xi \cdot \left(\frac{f_{пр}}{f} \right)^2. \tag{11.36}$$

Таким образом, имеется возможность каждое гидравлическое сопротивление привести к единому сечению с диаметром, например, равным условному диаметру проходного сечения – D_y. Общее гидравлическое сопротивление определяем, как

$$\xi_{общ} = \sum_{i=1}^{n} \xi_{пр i}. \tag{11.37}$$

11.4 Анализ моделирования работы контура электропневматического тормозного привода

Совместное решение уравнений электро- и газовой динамики позволило смоделировать работу, как всего привода, так и отдельных его эле-

ментов. Во время поискового эксперимента был зафиксирован эффект выпуска воздуха из тормозного контура в процессе наполнения тормозной камеры. Этот эффект был связан с значительным перерегулированием давления воздуха в зоне датчика *ОС*. Выход сигнала *ОС* за пределы верхней границы зоны нечувствительности приводил к открытию выпускного клапана модулятора и частичному выбросу воздуха из контура рабочей тормозной системы. В процессе математического моделирования был опробован алгоритм управления модулятором, который блокировал сигнал *ОС* на время успокоения давления в контуре и приближения его к границе зоны нечувствительности (рис. 11.8). В этом случае выброс воздуха из контура ЭПТП существенно уменьшился. Время блокирования сигнала от датчика *ОС* установлено $0,05$ с, начиная с момента подачи команды на закрытие впускного клапана. На протяжении установленного времени и времени срабатывания мембраны сброса давления не происходит. Таким образом, осуществляется управление работой мембраны, управляющей противоположной функцией относительно совершаемого в контуре процесса (наполнение или опорожнение).

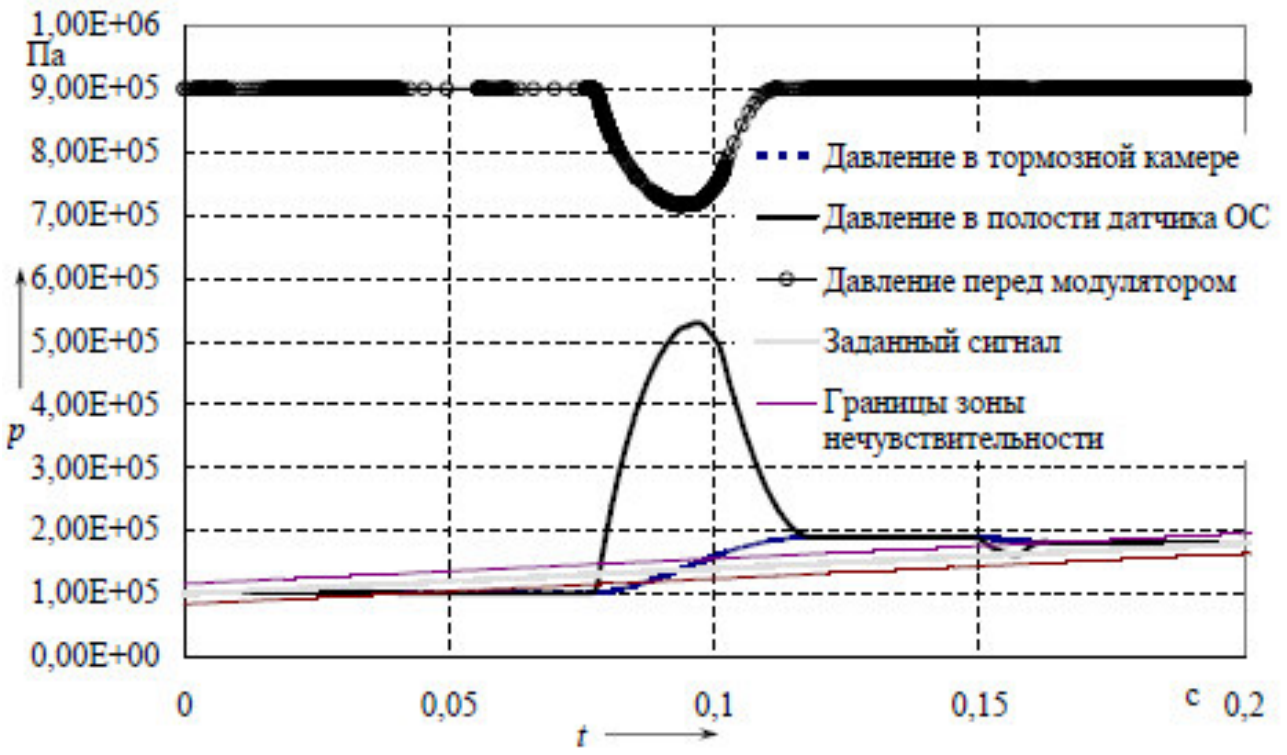


Рис. 11.8. Динамика наполнения одной уставки давления в контуре ЭПТП

Погрешность результатов моделирования оценивалась наложением расчётных и экспериментальных кривых изменения давления в контуре.

Для исследуемого контура ЭПТП погрешность результатов моделирования составила $6,5 \div 10$ % (рис. 11.9).

Анализируя сравнительную осциллограмму (рис. 11.9), можно сделать вывод, что исследования релейного привода, в котором имеет место дискретное изменение давления, необходимо проводить на оборудовании с частотой опроса датчиков меньше, чем $0,01$ с. Тогда можно получить более качественную картину рабочего процесса. Не смотря на это, анализ результатов моделирования показал хорошее количественное и качественное совпадение с экспериментальными исследованиями.

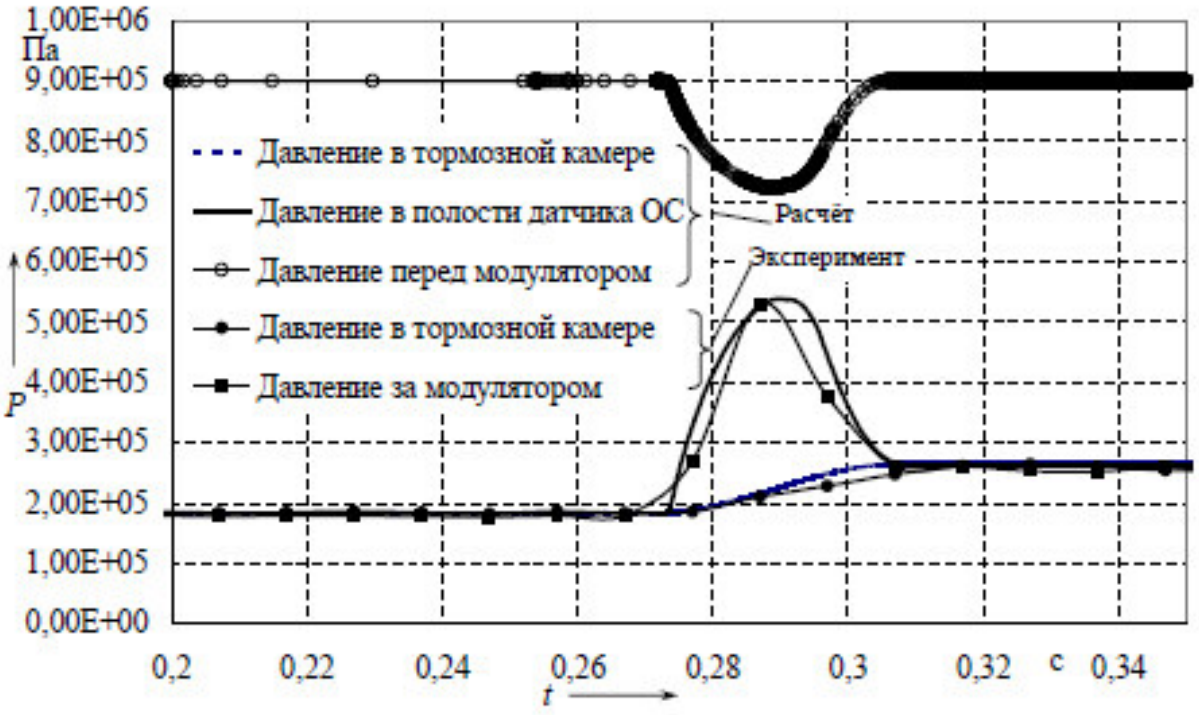


Рис. 11.9. Динамика наполнения одной уставки давления в контуре ЭПТП

Анализ результатов моделирования работы мембранного клапана показал, что на время реакции мембраны релейного модулятора существенное влияние оказывает электромагнитный клапан, так как время их срабатывания мало отличается (рис. 11.10).

Так же подтвердилась (рис. 11.8) полученная экспериментально реакция САР ЭПТП на ступенчатое изменение задающего сигнала (см. рис. 10.6 б и рис. 10.14) во время впуска и выпуска воздуха.

Моделирование работы контура с подачей на обмотку электромагнита сигнала ШИМ позволило подтвердить установленный экспериментально эффект улучшения точности регулирования в таком случае. На рис. 11.11 виден провал поверхности в зоне частот $16 \div 21$ Гц.

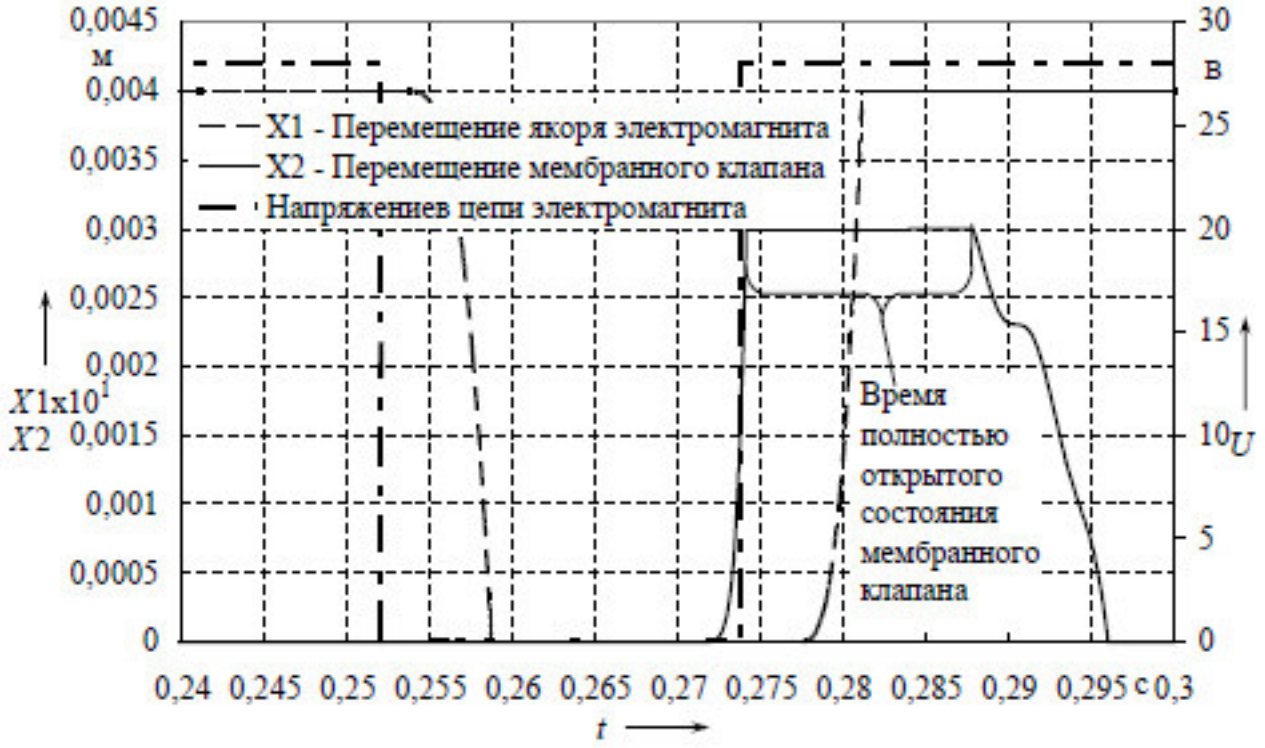


Рис. 11.10. Динамика срабатывания мембранного клапана модулятора и якоря электромагнитного клапана

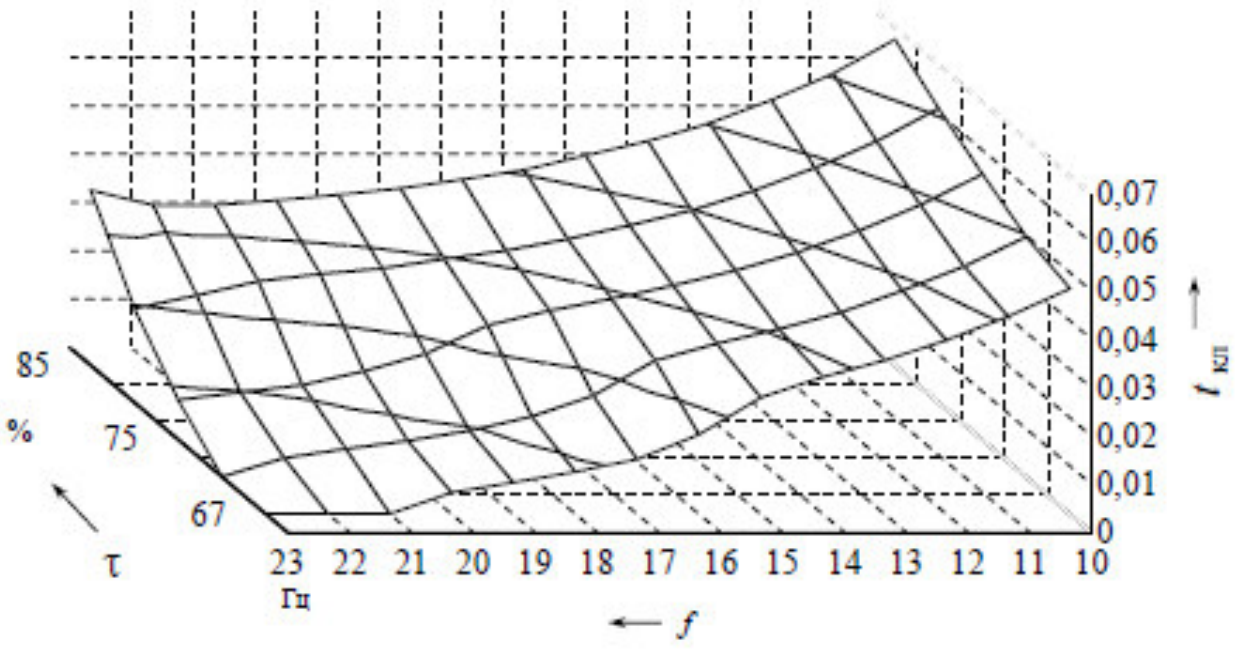


Рис. 11.11. Зависимость времени открытого состояния впускного мембранного клапана от частоты и продолжительности подачи импульсов ШИМ на обмотку электромагнитного клапана

Провал (рис. 11.11) объясняется неполным опорожнением усилительной полости мембранного клапана и, как следствие, более быстрое её наполнение при следующем цикле впуска воздуха (см. рис. 10.19– 10.21).

Указанное на рис. 11.11 время открытого состояния tкл определялось по осциллограмме перемещения мембранного клапана (см. рис. 11.10). При этом в модели изменялись последовательно частота f, Гц и продолжительность τ, % подачи управляющего импульса на обмотку электромагнита.

При частоте больше 21 Гц и продолжительности управляющего импульса сигнала ШИМ меньше 67 % (см. рис. 11.11) мембранный клапан перестаёт работать, так как не успевает отслеживать колебания давления в усилительной полости.

Полученные значения времени открытого состояния мембранного клапана были использованы при дальнейшем анализе работы контура ЭПТП. С их помощью рассчитывалась степень повышения давления в контуре при различном уровне начального давления в нём (рис. 11.12).

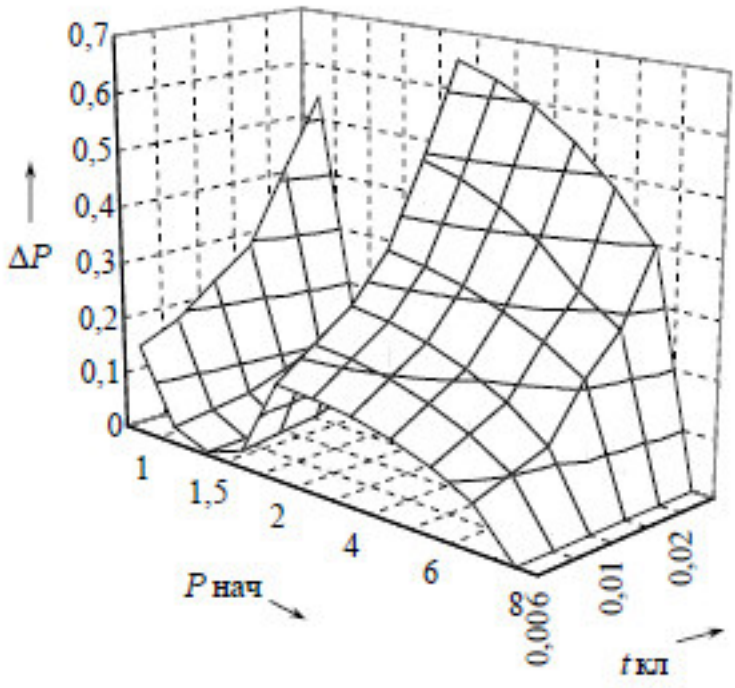


Рис. 11.12. Изменение приращения давления в тормозной камере от начального давления в ней за время открытого состоянии мембранного клапана модулятора

Кроме этого, были проведены приближённые поисковые расчёты наполнения контура ЭПТП с различными сечениями электромагнитного клапана и объёмами усилительных полостей мембраны. В результате определено, что быстродействие мембранного клапана имеет нелинейную зависимость от площади проходного сечения электромагнитного клапана.

Такие результаты моделирования свидетельствуют о необходимости проведения системного анализа работы каскада усиления, с учётом влияния различных факторов.

На быстродействие мембраны оказывали влияние: напряжение бортовой сети, частота и продолжительность подачи импульса на обмотку электромагнита, условный диаметр электромагнитного клапана, параметры катушки электромагнита, объём усилительной полости, текущее давление в контуре, уровень давления в ресивере. Детальный анализ каждого фактора даст представление о работе каскада усиления.

12 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АППАРАТОВ ЭЛЕКТРПОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

12.1 Структура и конструктивные элементы экспериментального электропневматического тормозного привода

Конструкция экспериментального контура ЭПТП тягача была реализована на базе грузового автомобиля четвёртого класса. ЭПТП состоит из переднего и заднего контуров рабочей тормозной системы (рис. 12.1). Каждый контур имеет ресивер, который сообщаются с источником давления через двойной защитный клапан *4*.

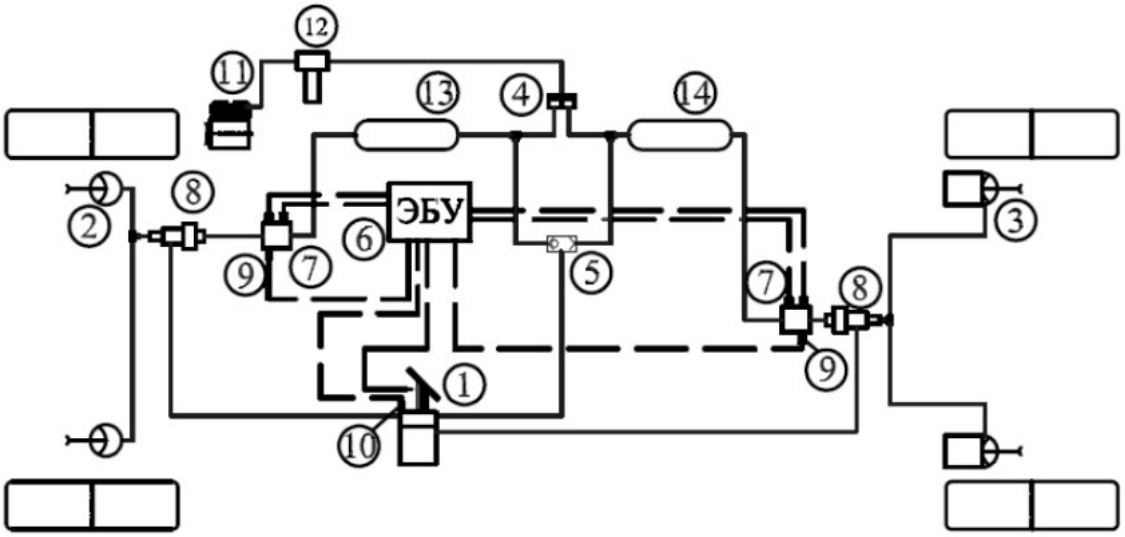


Рис. 12.1. Схема ЭПТП тягача: 1 – тормозной кран с датчиком перемещения; 2 – тормозные камеры передних колёс; 3 – тормозные камеры задних колёс; 4 – двойной защитный клапан; 5 – двухмагистральный клапан; 6 – электронный блок управления ЭПТП; 7 – осевые модуляторы; 8 – двухмагистральный защитный клапан; 9 – датчик обратной связи; 10 – диагностический датчик защитного контура; 11 – компрессор; 12 – блок подготовки воздуха; 13, 14 – ресиверы переднего и заднего контура соответственно

Оба контура ЭПТП идентичны друг другу, поэтому подобная конструкция может быть использована в тормозной системе прицепа или полуприцепа.

Цифровой электронный блок позволяет обмениваться информацией с таким же блоком, установленным на прицепе, что обеспечивает связь ЭПТП тягача с ЭПТП прицепа. В этом случае ЭБУ тягача будет играть ведущую роль, а ЭБУ прицепа ведомую. Такое же разделение функций возможно и в пределах тягача. В этом случае блок управления передним тормозным контуром будет посылать команду блоку управления задним контуром. Это позволит уменьшить количество и длину электрических кабелей в автомобиле, что повысит надёжность всей системы. В экспериментальном ЭБУ заложена возможность, после подключения соответствующих датчиков, выполнять функции РТС, АБС, и ПБС. В данной работе реализованы и рассмотрены только функции ЭПТП. Электронный блок имеет встроенный программатор. Это позволяет использовать ЭБУ на различных АТС, не изменяя его элементной базы. Перепрограммирование ЭБУ производится с любого персонального компьютера или ноутбука, имеющего интерфейс *RS232* или USB.

Тестирование и параметризация ЭБУ осуществляется через дополнительный диагностический канал. ЭБУ имеет измерительные каналы для: четырёх датчиков давления, четырёх датчиков частоты вращения колёс (которые не были задействованы в схеме экспериментального ЭПТП), и одного датчика перемещения. В качестве датчиков *ОС*, для определения давления, используются тензометрические датчики фирмы «ОРЛЕКС» $MD-1,6$ с пределом измерения от 0 до $1,6$ МПа. Для корректировки показаний в ЭБУ была интегрирована схема температурной компенсации, устраняющая погрешность измерений при изменении температуры окружающей среды. Это позволяет избавиться от периодической тарировки датчиков в процессе эксплуатации. Температурная компенсация обеспечивается дополнительно установленными двумя датчиками температуры – один в ЭБУ, а второй в непосредственной близости от датчика давления.

Модуляторы передней и задней оси имеют одинаковую конструкцию и представляют собой электропневматические аппараты с мембранными клапанами и нормально закрытыми входами. Конструктивная схема модулятора позволяет реализовать любые функции современной комплексной системы управления АТС, касающиеся тормозного привода. В качестве места установки датчика обратной связи выбрана полость модулятора, так как модулятор связан с мостом гибким шлангом, а расположение датчика на неподрессоренных массах снизит его надёжность и надёжность всей системы в целом.

Переход в режим работы аварийной тормозной системы выполняется автоматически при помощи двухмагистрального защитного клапана *8* (рис. 12.1), который устанавливается за модулятором давления и автоматически подаёт воздух из аварийного контура при выходе из строя рабочей тормозной системы. При этом давление воздуха соответствует степени нажатия на педаль тормоза. Для этой цели в конструкции привода оставлен тормозной кран, который работает в составе аварийного контура. Ему также отводится функция РТС, что упрощает конструкцию двухмагистрального защитного клапана и исключает потерю устойчивости при торможении АТС с использованием резервного контура. Пример конструкции такого тормозного крана рассмотрен в работе [124]. Так как в составе резервного контура нет электрических элементов, то нет возможности судить о его работоспособности во время нормальной работы рабочей тормозной системы. Установка датчика *10* (рис. 12.1) в тормозном кране *1* позволяет диагностировать возможный выход из строя контура аварийной тормозной системы во время нормальной работы рабочей тормозной системы. Таким образом уменьшается риск совпадения двух поломок – электрического и механического характера.

12.2 Динамические свойства экспериментального электропневматического тормозного привода

Характеристики САР удобно определять, зная свойства объекта регулирования. На практике эти параметры определяют по переходной характеристике. Требуется, чтобы система находилась в покое и отсутствовали внешние возмущения. На вход исполнительного органа подается ступенчатое воздействие, в результате чего состояние объекта представляет собой некоторый процесс (переходную характеристику) (рис. 12.2 и рис. 12.3).

По виду этого переходного процесса и соотношению его параметров, таких как t_0 и $t_и$ можно судить о возможности применения того или иного алгоритма регулирования.

Особенность релейных систем заключается в том, что динамические свойства объекта регулирования (контура ЭПТП) проявляются не только при быстром темпе нарастания заданного сигнала (динамическая характеристика тормозного привода), но и при медленном темпе

нарастания заданного сигнала (статическая характеристика тормозного привода) (рис. 12.4). Величина ступени давления статической характеристики ЭПТП зависит от темпа нарастания давления в тормозной камере и от времени срабатывания электромагнитного клапана.

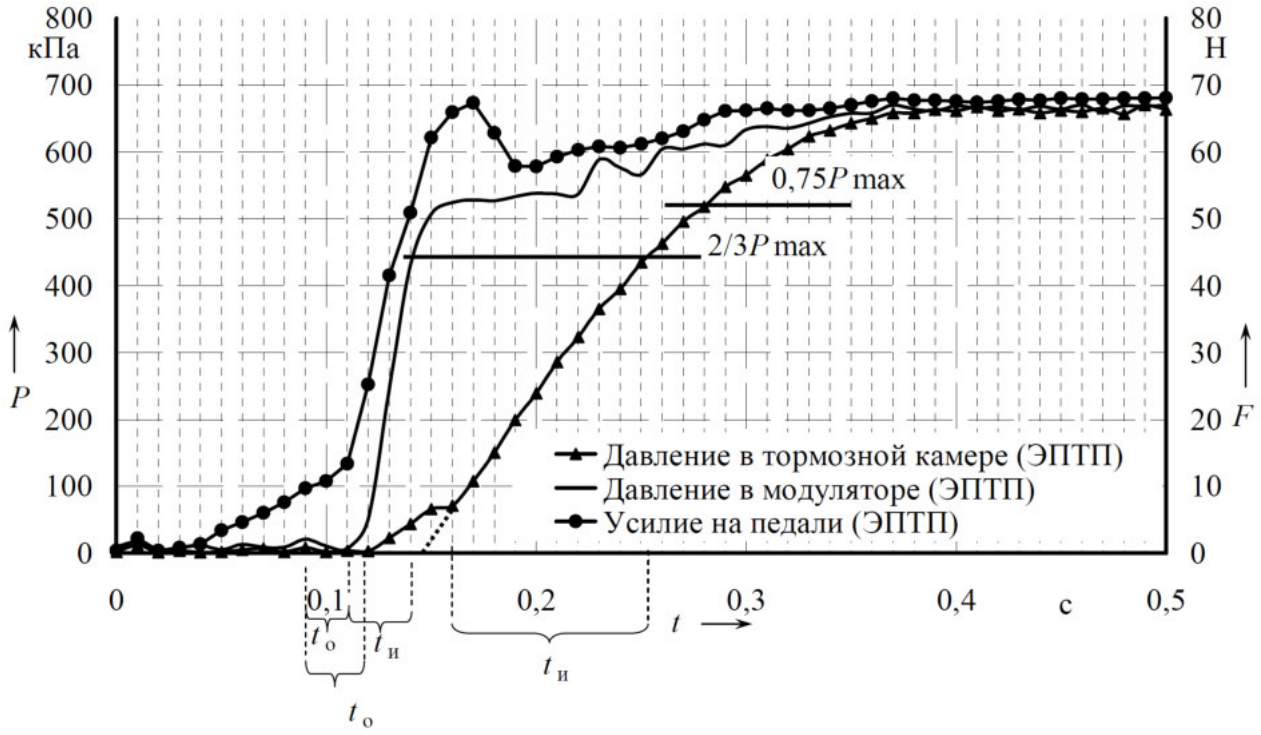


Рис. 12.2. Переходной процесс контура ЭПТП при наполнении: t_0 – время запаздывания; $t_и$ – постоянная времени

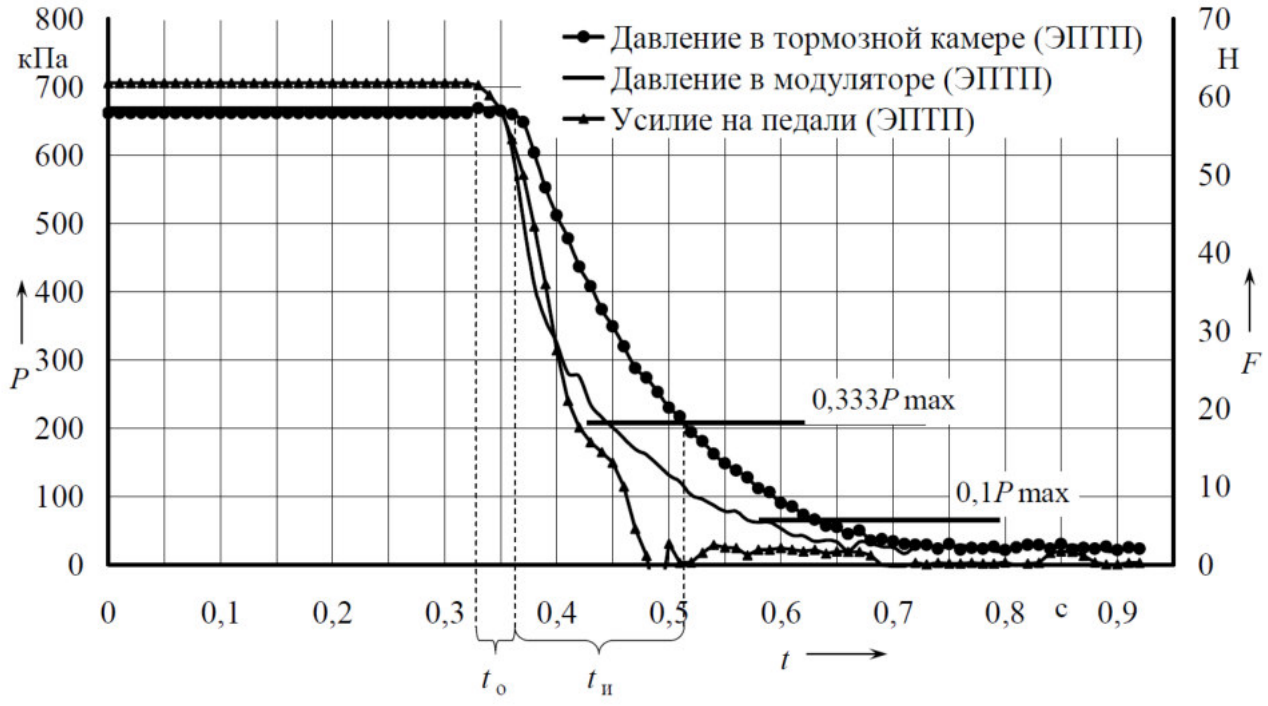


Рис. 12.3. Переходной процесс в ЭПТП при опорожнении тормозной камеры

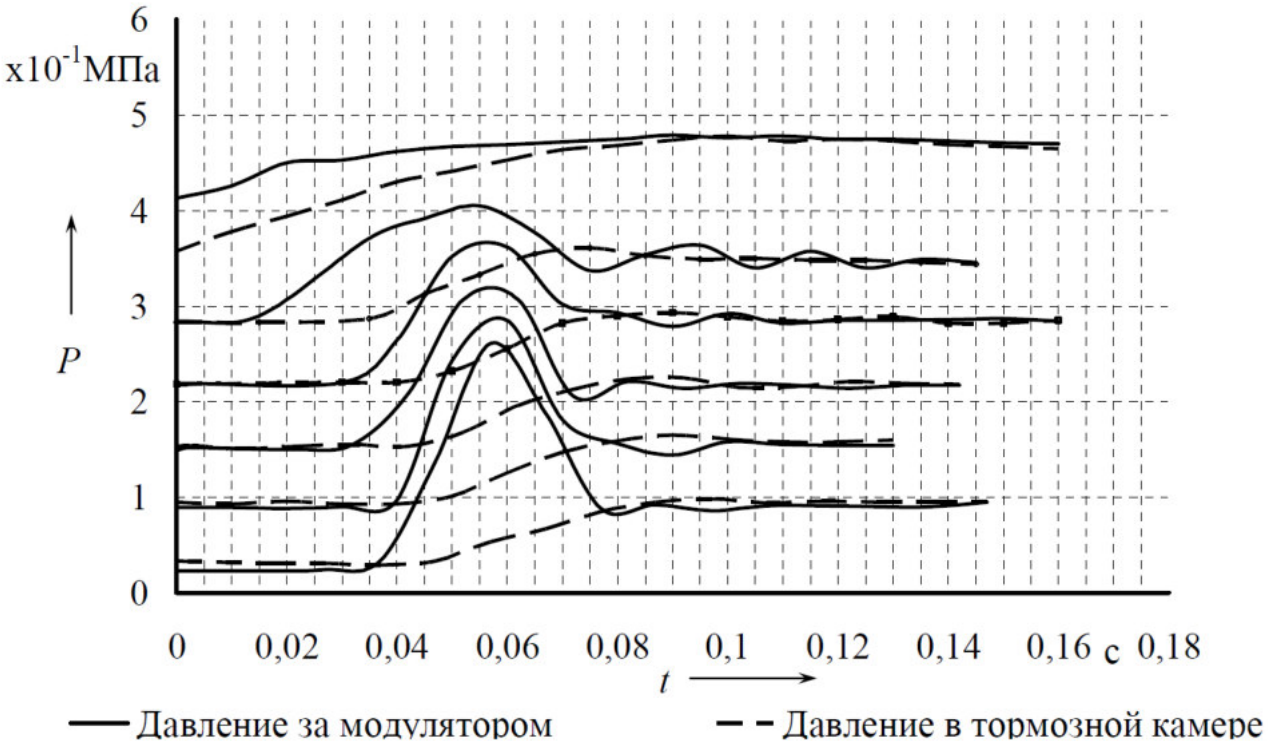


Рис. 12.4. Не монотонный переходной процесс наполнения тормозной камеры. Время перемещения педали тормоза 1 с

Отношение $\frac{t_0}{t_и}$ для тормозной камеры при впуске воздуха составляет $\frac{t_0}{t_и} = \frac{0.04}{0.12} = 0.333$. В полости датчика ОС значение $\frac{t_0}{t_и} = \frac{0.03}{0.02} = 1.5$ При этом максимальные значения скорости роста давления в тормозной камере $\frac{dp_{ТК}}{dt} \approx 4$ МПа/с, а в полости датчика *ОС* $\frac{dp_{ОС}}{dt} \approx 20$ МПа/с. Во время выпуска воздуха из тормозной камеры эти параметры составляют: $\frac{dp_{ТК}}{dt} \approx 3$ МПа/с, а $\frac{dp_{ОС}}{dt} \approx 10$ МПа/с, отношение $\frac{t_0}{t_и}$ для тормозной камеры составляет $\frac{t_0}{t_и} = \frac{0.04}{0.15} = 0.267$, в полости датчика *ОС* значение $\frac{t_0}{t_и} = \frac{0.03}{0.08} = 0.375$.

При детальном рассмотрении переходного процесса (см. рис. 10.13 и рис. 10.14) можно отметить, что каждая ступень немонотонного повышения давления имеет признаки динамических процессов происходящих в контуре ЭПТП (рис. 12.4).

Величина запаздывания t_0 определяется временем с момента нажатия на педаль тормоза до момента начала нарастания давления в тормозной камере. Это время зависит от быстродействия электромагнитного клапана и гистерезиса чувствительно элемента усилительной полости.

Инерционность $t_{\text{и}}$ зависит от объема тормозной камеры и гидравлического сопротивления. Следовательно, уменьшая длину трубопровода и приближая модулятор с датчиком *ОС* к тормозной камере мы повышаем быстродействие системы, но одновременно увеличиваем соотношение $\frac{t_0}{t_{\text{и}}}$, тем самым усложняя задачу регулирования. Кроме этого, уменьшение времени наполнения тормозных камер влечёт за собой рост темпа нарастания замедления. Этот параметр имеет свои ограничения, связанные с воздействием на органы и вестибулярный аппарат человека. У нетренированного человека есть свои пределы воздействия ускорений на организм. В направлении «грудь-спина» допустимые максимальные значения ускорений и продолжительность их действия приведены на (рис. 12.5) [240, 241].

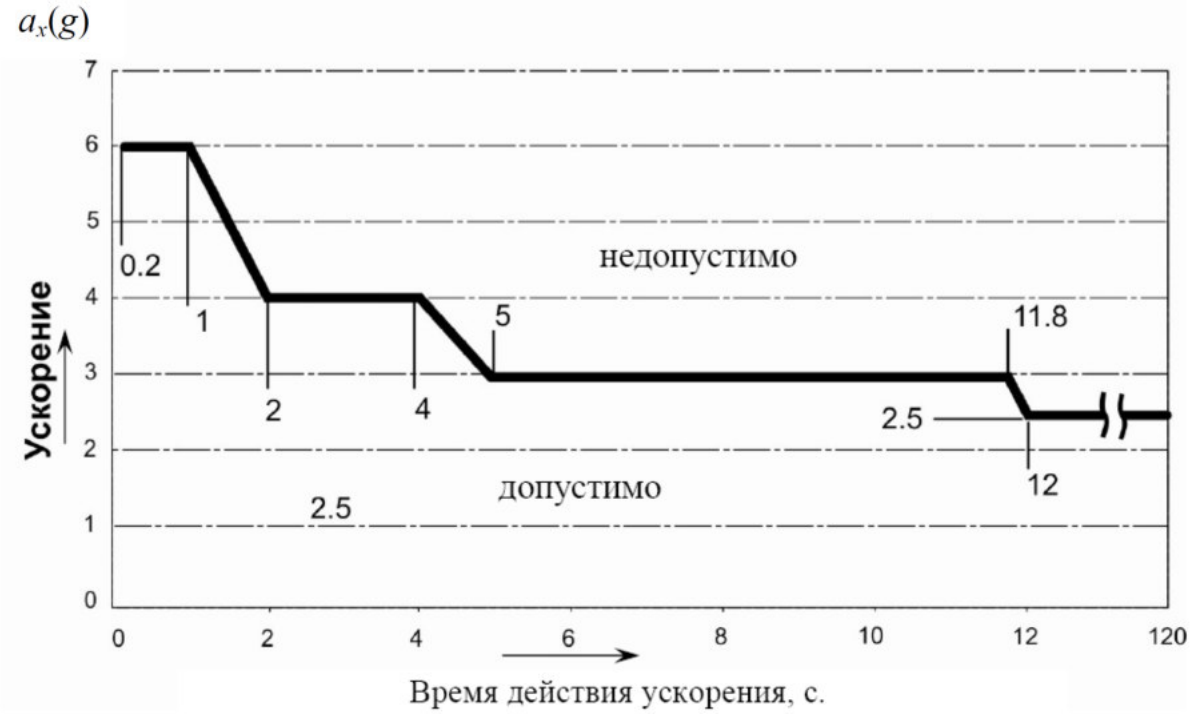


Рис. 12.5. Длительность допустимых ускорений «грудь-спина» – $a_x(g)$ для пассажира, зафиксированного в кресле в позе «сидя», при воздействии единичного импульса

Скорость нарастания ускорений, приведенных на рис. 12.5, не должна превышать 15 g/с [240, 241]. Очевидно, что реальные значения замедления АТС будут всегда находится в допустимой области. Интерес представляет темп нарастания замедления, так как именно на этот параметр влияет увеличение быстродействия тормозного привода. Проверим возможность достижения значения 15 g/с на АТС с пневматическим исполнительным контуром привода тормозов.

$$j = \frac{\varphi + \psi_\nu}{\delta_a} \cdot g$$

где j – замедление автомобиля, м/с^2;

φ – коэффициент сцепление колёс с дорогой;

ψ_ν – коэффициент сопротивления дороги;

δ_a – коэффициент учёта вращающихся масс в трансмиссии;

g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Учитывая значения составляющих этого уравнения теоретичное значение установившегося замедления составляет $7,5 \div 8$ м/с^2.

В нормативной документации для грузовых автомобилей установившееся замедление предписывается $5,5$ м/с^2. При установке модулятора максимально близко к тормозным камерам время наполнения тормозной камеры до 75% от установившегося значения давления может достигать за $0,12 \div 0,28$ с. При таких показателях темп нарастания замедления определяется по зависимости (12.1) и может достигать $4,6$ g/с.

$$\frac{\Delta j}{\Delta t \cdot g} \tag{12.1}$$

На рис. 12.6 показаны графики изменения реального темпа нарастания замедления для контуров пневматического и электропневматического тормозного привода при установившемся замедлении $5,5$ м/с^2.

Критический темп нарастания замедления можно достигнуть обеспечив быстродействие срабатывания контура тормозов $t = 0,037$ с, что практически трудно достижимо для реального контура с пневматической исполнительной частью.

12.3 Регулирование давления в контуре электропневматического тормозного привода

В процессе проведения экспериментальных исследований и математического моделирования была выявлена особенность работы мембранного клапана, в результате которой увеличивается его быстродействие в режиме ШИМ. Резкое уменьшение времени открытого состояния происходит в диапазоне частот подачи управляющего сигнала $15 \div 20$ Гц при постоянной скважности (см. рис. 10.19, рис. 10.20, рис. 10.21, рис. 12.7 и рис. 12.8). Это объясняется неполным опорожнением усилительной

полости между сигналом открытия и закрытия электромагнитного клапана.

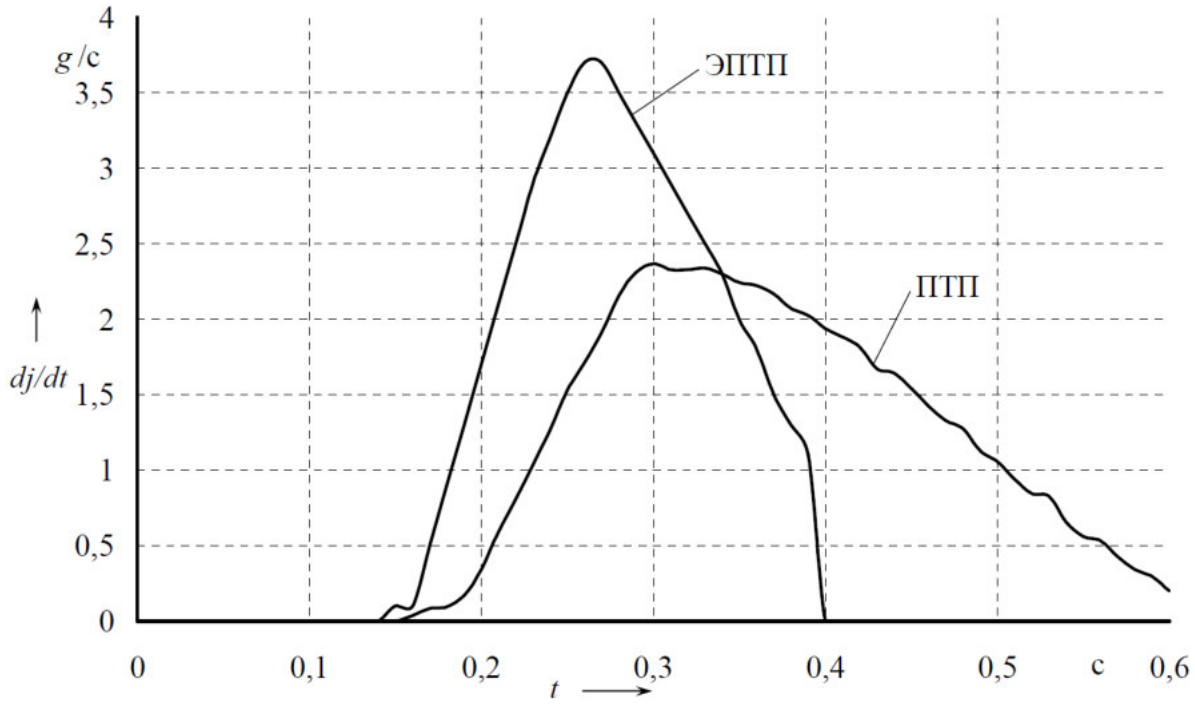


Рис. 12.6. Изменение темпа нарастания замедления для реальных контуров пневматического и электропневматического тормозных приводов



Рис. 12.7. Изменение времени открытого состояния мембранного клапана при различных параметрах ШИМ

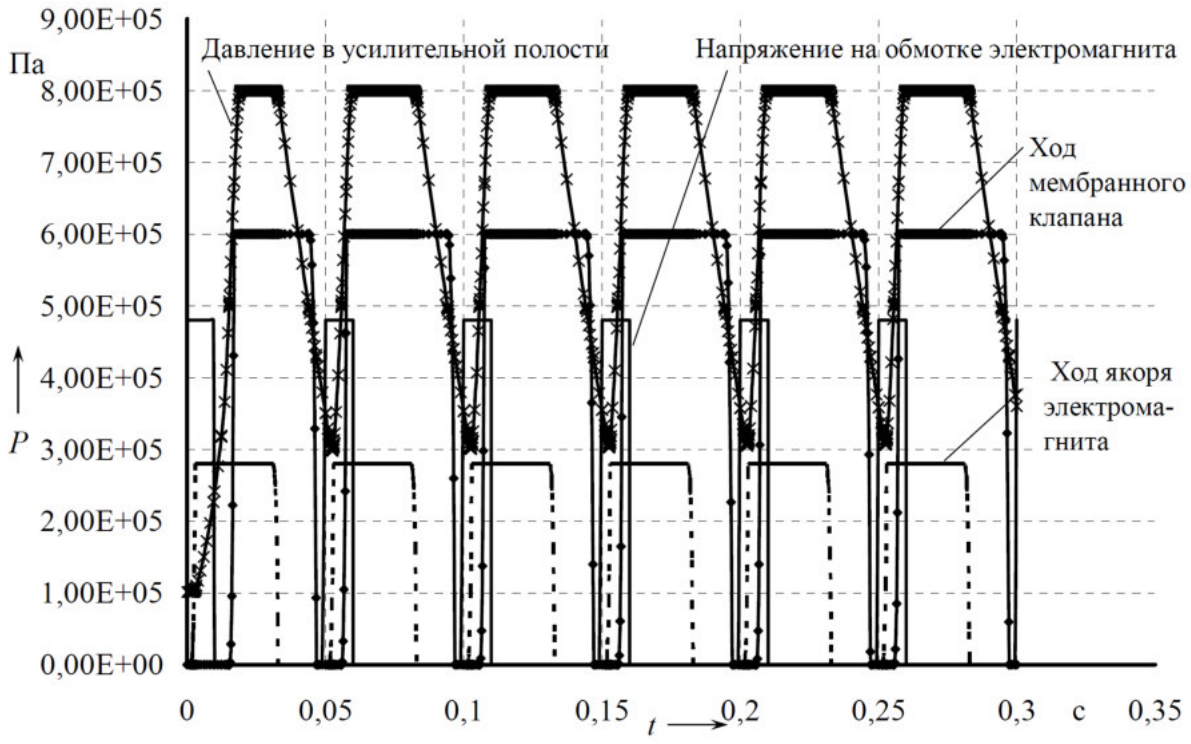


Рис. 12.8. Изменение давления в усилительной полости при подаче на обмотку электромагнитного клапана ШИМ

Неполное опорожнение усилительной полости, естественно приводит и к более быстрому её наполнению до границы давления, при котором наступает равновесие сил на мембране, после чего срабатывает мембранный клапан. Используя этот эффект, можно повысить точность регулирования и при позиционном регулировании. С этой целью в усилительных полостях впускного и выпускного клапанов устанавливаются клапаны ограничения давления. В усилительной полости впускного клапана ограничительный клапан установлен в выпускном канале усилительной полости после электромагнитного клапана и ограничивает минимальное давление в ней. В усилительной полости выпускного клапана рационально ограничить максимальное давление. Это достигается установкой клапана во впускном канале между электромагнитным клапаном и усилительной полостью. Уровень ограничения давления определим из баланса усилий на мембране.

Очевидно, что существует некая величина давления в усилительной полости, при которой наступает равновесие сил, действующих на мембрану. Поскольку у мембранного клапана практически отсутствует гистерезис, значение этого давления одинаково как для открытия, так и для закрытия клапана.

Из уравнения движения мембраны (12.2) видно, что при определён-

ном конструктивном исполнении скорость перемещения зависит только от перепада давлений

$$S_1 \cdot P_1 + F_{\text{пр}} - S_2 \cdot P_2 - S_3 \cdot P_3 = m_M \frac{d^2x}{dt} \tag{12.2}$$

где S_1, S_2 и S_3 – соответствующие площади мембраны, м^2 (рис. 11.3);

P_1 – давление в усилительной полости, Па;

P_2 – давление действующее на площадь S_2, Па;

P_3 – давление действующее на площадь S_3, Па;

m_M – масса мембраны, кг;

x – ход мембраны, м;

$F_{\text{пр}}$ – усилие пружины, Н.

Граничную величину давлений можно определить в начальный момент движения мембраны, когда $\frac{d^2x}{dt} = 0$

$$P_1 = \frac{S_2 \cdot P_2 + S_3 \cdot P_3 - F_{\text{пр}}}{S_1} \tag{12.3}$$

Из соотношения (12.3) видно, что граничная величина давлений будет различной не только для впускного и выпускного клапанов, но и для разных конструктивных схем мембранного клапана.

Конструктивная схема №1 (рис. 11.3 а).

На зону *1* мембраны воздействует давление усилительной полости.

На зону *2* мембраны воздействует давление воздуха из:

– ресивера (для впускного мембранного клапана);

– атмосферы (для выпускного мембранного клапана).

На зону *3* мембраны воздействует давление воздуха из тормозной камеры.

Конструктивная схема №2 (рис. 11.3 б).

На зону *1* мембраны воздействует давление усилительной полости.

На зону *2* мембраны воздействует давление воздуха из тормозной камеры.

На зону *3* мембраны воздействует давление воздуха из:

– ресивера (для впускного мембранного клапана);

– атмосферы (для выпускного мембранного клапана).

Соотношение давлений для различных клапанов и их конструктивных схем отражено на рис. 12.9.

Как показали расчёты, конструктивная схема мембраны не оказывает существенного влияния на граничное давление впускного клапана, а для выпускного клапана с **Конструктивная схема №2** оно увеличивается примерно на 100 кПа в начале процесса выпуска по сравнению с **Конструктивная схема №1**. Наличие граничного давления наталкивает на мысль о нецелесообразности полного опорожнения или наполнения усилительных полостей.

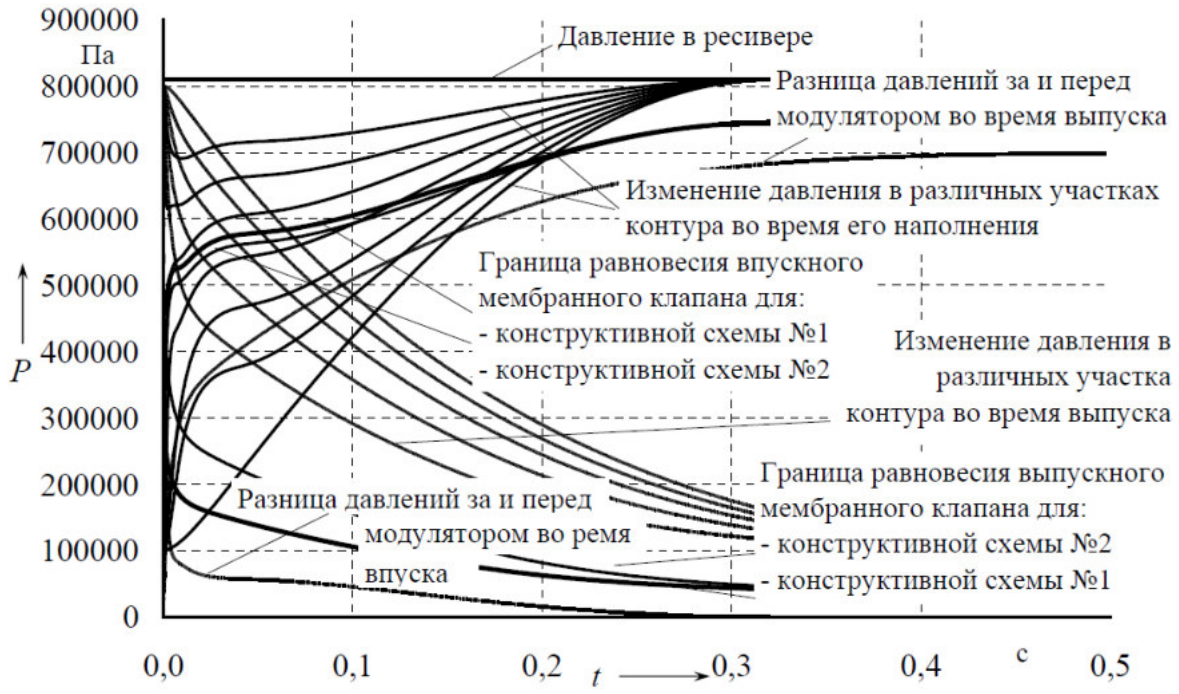


Рис. 12.9. Соотношение давлений на мембраны впускного и выпускного клапанов модулятора во время наполнения и опорожнения тормозной камеры

Так, например, полное опорожнение усилительной полости впускного клапана приведёт к неоправданно большому его времени срабатывания при закрытии за счёт времени наполнения усилительной полости до граничного давления. Следовательно, при конструктивных параметрах характерных для мембранных модуляторов имеет смысл ограничить минимальное давление в усилительной полости впускного клапана. Исходя из аналогичных соображений, также рационально ограничить максимальное давление выпускного клапана. Хотя для выпускного клапана увеличение быстродействия таким способом будет менее заметно, чем для впускного, поскольку оно влияет на время открытия мембраны. Чёткое срабатывание впускной мембраны достигается, если давление в усилительной полости падает на величину $0,05 \div 0,1$ МПа ниже значения баланса давлений на мембране. Анализируя кривые баланса впускной

мембраны (рис. 12.9), можно допустить соединение выпускного канала усилительной полости с проточной полостью модулятора. В этом случае получим конструкцию модулятора с уменьшеным расходом рабочего тела, так как весь воздух из усилительной полости впускной мембраны направляется в контур ЭПТП.

Ввиду малого объёма усилительной полости ($V_{\text{уп}} = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м^3) время её наполнения и опорожнения соизмеримо с временем срабатывания электромагнитного клапана. Поэтому при определении времени срабатывания ($t_{\text{ср}}$) мембранного клапана не допустимо пренебрегать ни процессами, происходящими в усилительной полости, ни процессами, происходящими в электромагнитном клапане. Время срабатывания мембранного клапана выражается уравнением (12.4)

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{трэ}} + t_{\text{двэ}} + t_{\text{трм}} + t_{\text{двм}} \tag{12.4}$$

где $t_{\text{трэ}}$ – время трогания электромагнита, с (обусловлено нарастанием магнитного потока в обмотке электромагнита);;

$t_{\text{двэ}}$ – время движения сердечника электромагнита, с;

$t_{\text{трм}}$ – время трогания мембраны, с. (зависит от темпа наполнения усилительной полости до давления равновесия мембраны);

$t_{\text{двм}}$ – время движения мембраны, которое зависит от перепада давления на мембране, с.

Анализируя факторы, влияющие на составляющие уравнения (12.4), можно отметить, что уменьшение проходного сечения электромагнитного клапана снизит силу противодействия, а значит повысит его быстродействие. В тоже время увеличение проходного сечения электромагнитного клапана способствует более быстрому наполнению усилительной полости, что улучшает быстродействие мембраны. Очевидно, существует некий оптимум проходного сечения при определённых конструктивных параметрах усилительной полости, который обеспечивает минимальное время срабатывания мембранного клапана.

Согласно исследованиям [232] для обеспечения минимального времени срабатывания электромагнитного клапана необходимо подобрать оптимальную индуктивность.

$$L_{\text{опт_ср}} = \frac{5,96 \cdot F_{\text{пр}} \cdot \delta_0}{I_y^2} \tag{12.5}$$

где $F_{\text{пр}}$ – противодействующая сила, Н;

δ_0 – начальный зазор, м;

I_y – установившееся значение тока, А.

Для электромагнитного клапана с диаметром 2 мм изменение $t_{\text{тр}}$ и $t_{\text{дв}}$ в зависимости от давления в усилительной полости определим по формулам (12.6) и (12.7) [232].

$$t_{\text{дв}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \delta_0 \cdot m_c}{U \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{пр}}}{2 \cdot \delta_0 \cdot L}} - R \cdot \frac{F_{\text{пр}}}{L}}} \tag{12.6}$$

$$t_{\text{тр}} = \frac{L}{R} \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{R}{U} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\text{пр}} \cdot \delta_0}{L}}} \right) \tag{12.7}$$

Результаты расчётов отражены графически на рис. 12.10. При этом время трогания мембраны будет зависеть от времени наполнения или опорожнения усилительной полости. Значения времён определим по уравнениям (12.9), (12.10), (12.11) и (12.12).

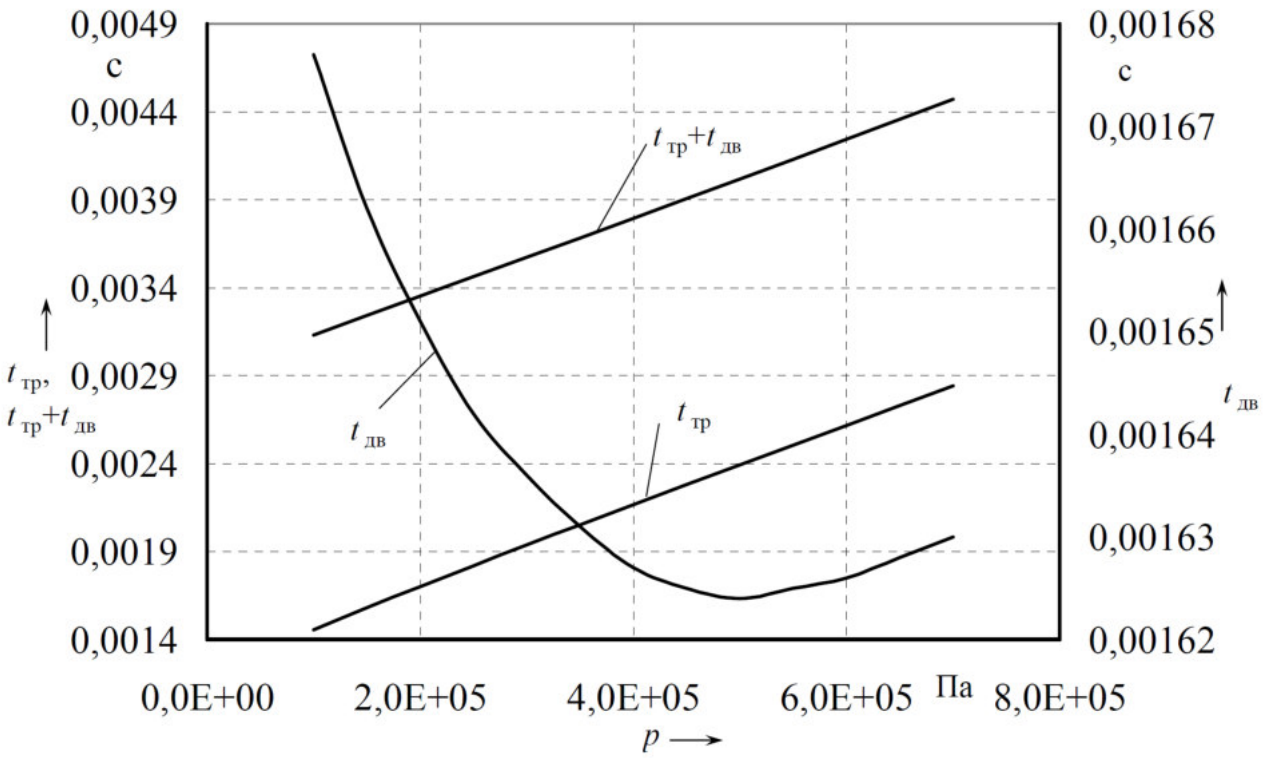


Рис. 12.10. Изменение времени трогания и движения электромагнита в зависимости от давления в усилительной полости

Согласно [43, 243], критическое отношение давлений определим как

$$\sigma^* = \frac{P_{\text{КР}}}{P_{\text{М}}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{12.8}$$

где $P_{\text{КР}}$ – критическое давление, Па;

$P_{\text{М}}$ – давление в полости модулятора, Па.

Если учесть что регулятор поддерживает абсолютное давление в контуре тормозной системы $6,2 \cdot 10^5 \div 7,5 \cdot 10^5$ Па, то критическое давление в рабочей полости модулятора и его усилительных полостях в штатных режимах работы составит $3,28 \cdot 10^5 \div 3,96 \cdot 10^5$ Па.

Рассмотрим процесс наполнения усилительной полости (объёмом $V_{\text{уп}}$) из ресивера с постоянными параметрами $p_p = const$ и $T = 290° K$. Температуру во всём контуре будем считать постоянной, а процессы – протекающими без теплообмена с окружающей средой. Обозначим индексом *1* начальное давление, индексом *2* конечное давление в усилительной полости. Время наполнения усилительной полости при надкритическом режиме течения будет иметь вид [243]

$$t_{\text{уп}} = \frac{V_{\text{уп}}}{k \cdot \mu \cdot f \cdot K^* \cdot \sqrt{RT}} \cdot \left(\frac{p_{\text{уп2}}}{p_{\text{пм}}} - \frac{p_{\text{уп1}}}{p_{\text{пм}}}\right) \tag{12.9}$$

где $p_{\text{уп}}$ – давление в усилительной полости, Па;

$p_{\text{пм}}$ – давление в полости модулятора связанной с ресивером, Па;

$V_{\text{уп}}$ – объём усилительной полости;

$K* = K \cdot \sigma^*$.

Для подкритического режима время наполнения усилительной полости определим из выражения (12.10) [243].

Минимальное время движения мембраны впускного клапана можно принять, исходя из расчёта (рис. 11.10) равным

– для открытия $t_{\text{двм}} = 0,0014$ с;

– для закрытия $t_{\text{двм}} = 0,003$ с.

$$t_{\text{уп}} = \frac{2 \cdot V_{\text{уп}} \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{p_{\text{уп1}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{\text{уп2}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}\right)}{(k-1) \cdot \mu \cdot f \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T}} \tag{12.10}$$

При опорожнении усилительной полости:

$$t_{\text{уп}} = \frac{2 \cdot V_{\text{уп}} \cdot \left(\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{уп2}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} - \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{уп1}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} \right)}{(k-1) \cdot \mu \cdot f \cdot K^* \cdot \sqrt{R \cdot T} \cdot \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}}} \tag{12.11}$$

$$t_{\text{уп}} = \frac{0,875 V_{\text{уп}} \left(\frac{\sqrt{1-\left(\frac{p_{\text{уп}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \left(3\left(\frac{p_{\text{уп}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}} + 2 \right)}{\left(\frac{p_{\text{уп}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} + 3 \ln \left(\frac{\sqrt{1-\left(\frac{p_{\text{уп}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(\frac{p_{\text{уп}}}{p_{\text{пм}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right) \Bigg|_{p_{\text{уп2}}}^{p_{\text{уп1}}}}{(k-1) \mu f K \sqrt{RT} \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{2k}}} \tag{12.12}$$

Определим суммарное время срабатывания мембранного клапана с момента подачи управляющего импульса от ЭБУ для нескольких проходных сечений и уровня остаточного минимального давления в усилительной полости. Увеличение остаточного давления вызывает увеличение силы сопротивления и ухудшение быстродействия электромагнитного клапана. Однако, в зоне рабочих напряжений это сказывается не существенно ввиду повышения напряжения в бортовой сети автомобиля до $28\ B$ во время работы генератора (рис. 12.11) [249, 250].

Математическое моделирование показало, что напряжение при котором наступает потеря работоспособности электромагнитного клапана, изменяется от 13 до $20\ B$ в зависимости от величины остаточного давления в усилительной полости. С целью исключения неустойчивой работы ЭПТП электронный блок переводит работу ЭПТП в режим работы аварийной тормозной системы при падении напряжения бортовой сети ниже $22\ B$. Сам ЭБУ сохраняет нормальную работоспособность измерительных цепей и процессора вплоть до $10\ B$, благодаря чему диагностирует критическое падение напряжения. На общем времени срабатывания мембранного клапана ограничение давления в усилительной полости сказывается положительно (рис. 12.9, рис. 12.12, рис. 12.13 и рис. 12.18).

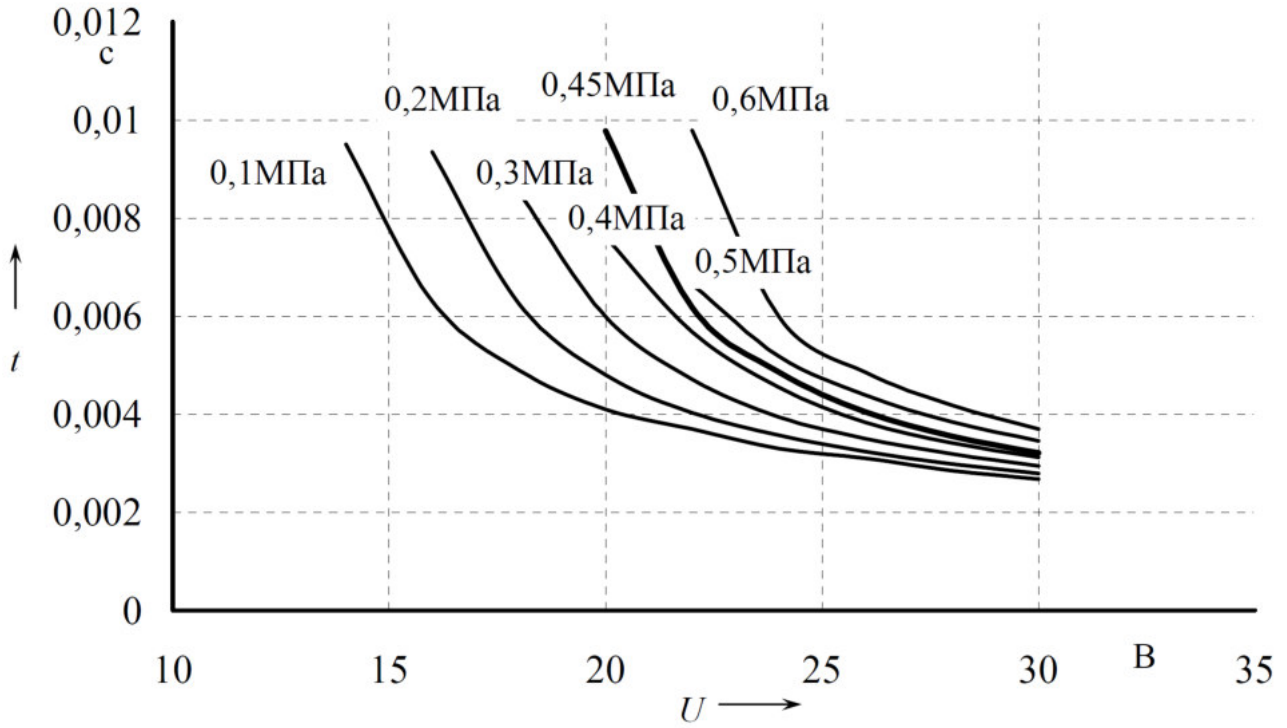


Рис. 12.11. Время срабатывания электромагнитного клапана в зависимости от напряжения на обмотке при различных уровнях остаточного давления в усилительной полости

Расчёты показали, что наиболее рациональным оказался диапазон диаметров для электромагнитного клапана с D_y от $1,5$ до $2,5$ мм (см. рис. 12.14 и рис. 12.15).

Увеличение условного диаметра проходного сечения электромагнитного клапана более чем на 2,5 мм влечёт адекватное увеличение хода якоря и противодействующей силы, что сводит на нет нарастание темпа наполнения усилительной полости. Используя выражения (12.8), (12.9), (12.11) и (12.12) определяем, как влияет на время срабатывания мембраны количество электромагнитных клапанов. Электромагнитные клапаны, работающие по параллельной схеме, сохраняют быстродействие одного, с его малым ходом якоря, и в тоже время позволяют немного увеличить проходное сечение (см. рис. 12.16). Для наглядности на сравнительных графиках по оси абсцисс будем откладывать условный диаметр одного клапана. Для оценки эквивалентного условного диаметра группы клапанов с количеством n воспользуемся зависимостью для пересчёта, $D_{y.э.} = \sqrt{n \cdot D_y^2}$. Значения эквивалентного условного диаметра в мм приведены в табл. 12.1.

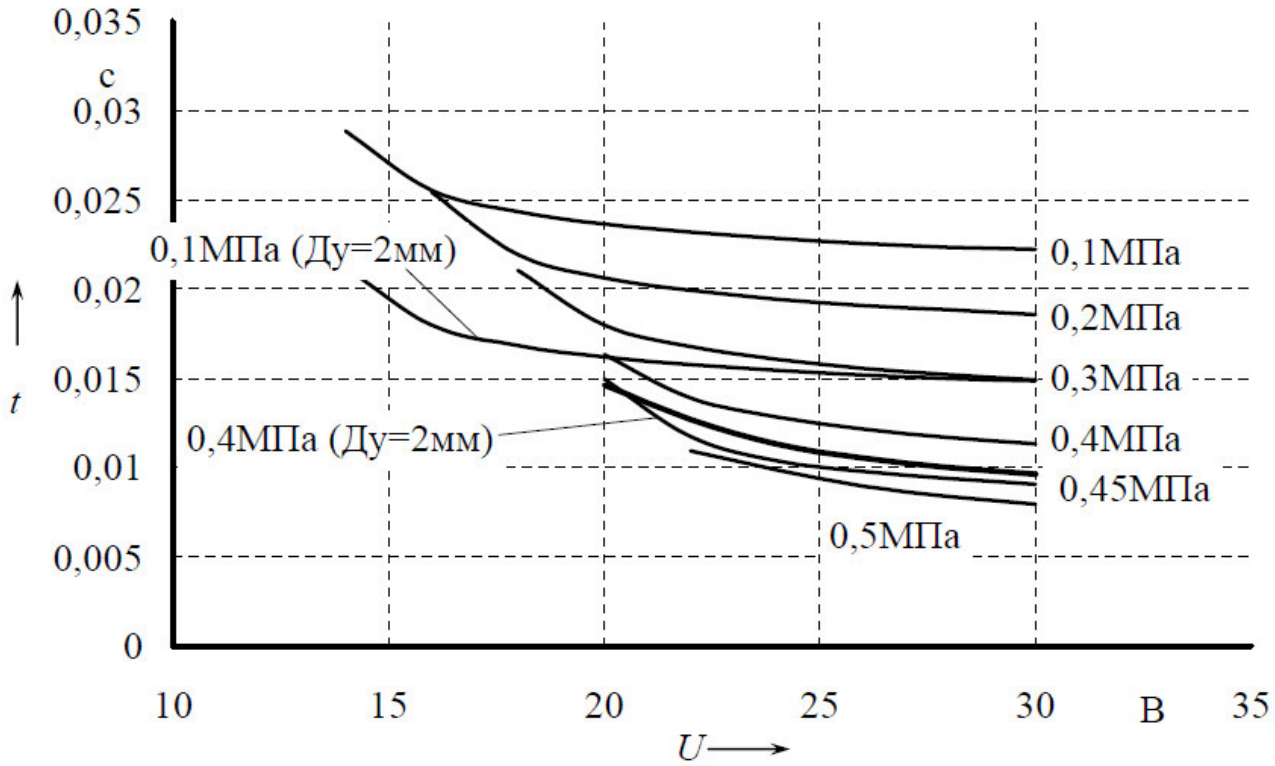


Рис. 12.12. Зависимость времени срабатывания мембранного клапана в зависимости от напряжения на обмотке электромагнитного клапана при различных уровнях остаточного давления в усилительной полости $D_y = 1,5$ мм

Анализ показал, что рациональным является использование в конструкции модулятора до трёх электромагнитных клапанов. С другой стороны увеличение количества клапанов увеличивает стоимость конструкции модулятора в основном за счёт увеличения количества обмоток электромагнитов.

Теоретически уменьшить стоимость каскада усиления, сохранив его достоинства, можно за счёт специальной конструкции электромагнитного клапана (см. рис. 12.17). В этой конструкции один сердечник управляет сразу несколькими клапанами. При использовании этого принципа возможно создание конструкции и с тремя клапанами. Увеличение суммарного проходного сечения клапана даёт соответствующее увеличение противодействующей силы на якоре электромагнита. Однако, сохраняется малый ход якоря, также как и при использовании нескольких электромагнитов в конструкции каскада усиления. Для анализа работоспособности подобной конструкции сравним её с независимыми клапанами по быстродействию.

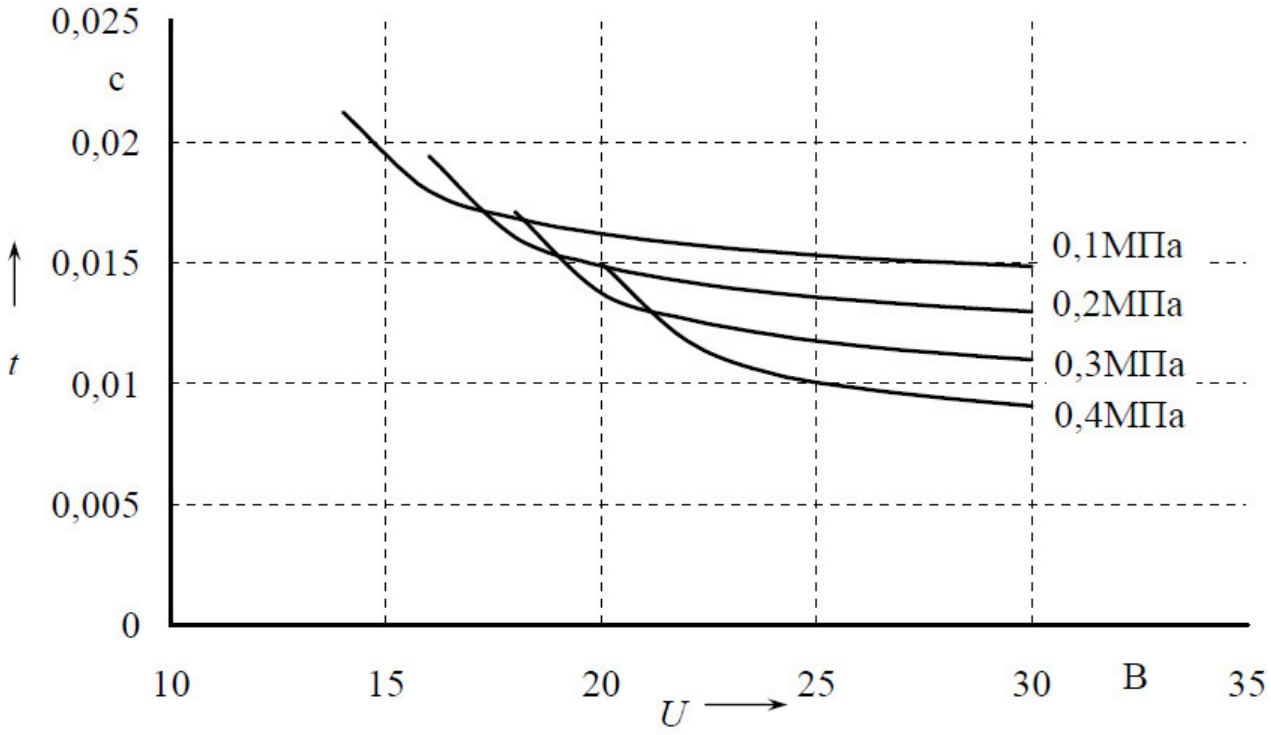


Рис. 12.13. Время срабатывания мембранного клапана в зависимости от напряжения на обмотке электромагнитного клапана при различных уровнях остаточного давления в усилительной полости $D_y = 2$ мм

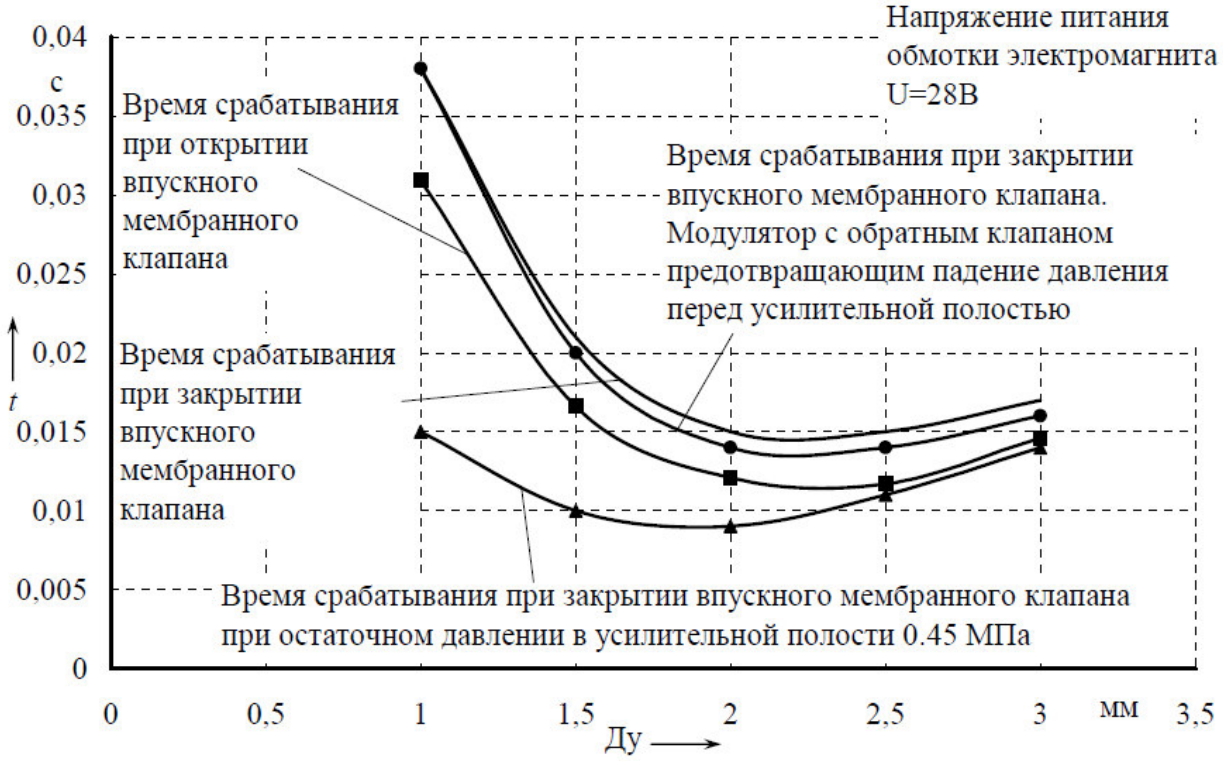


Рис. 12.14. Время срабатывания впускного мембранного клапана в зависимости от диаметра электромагнитного клапана

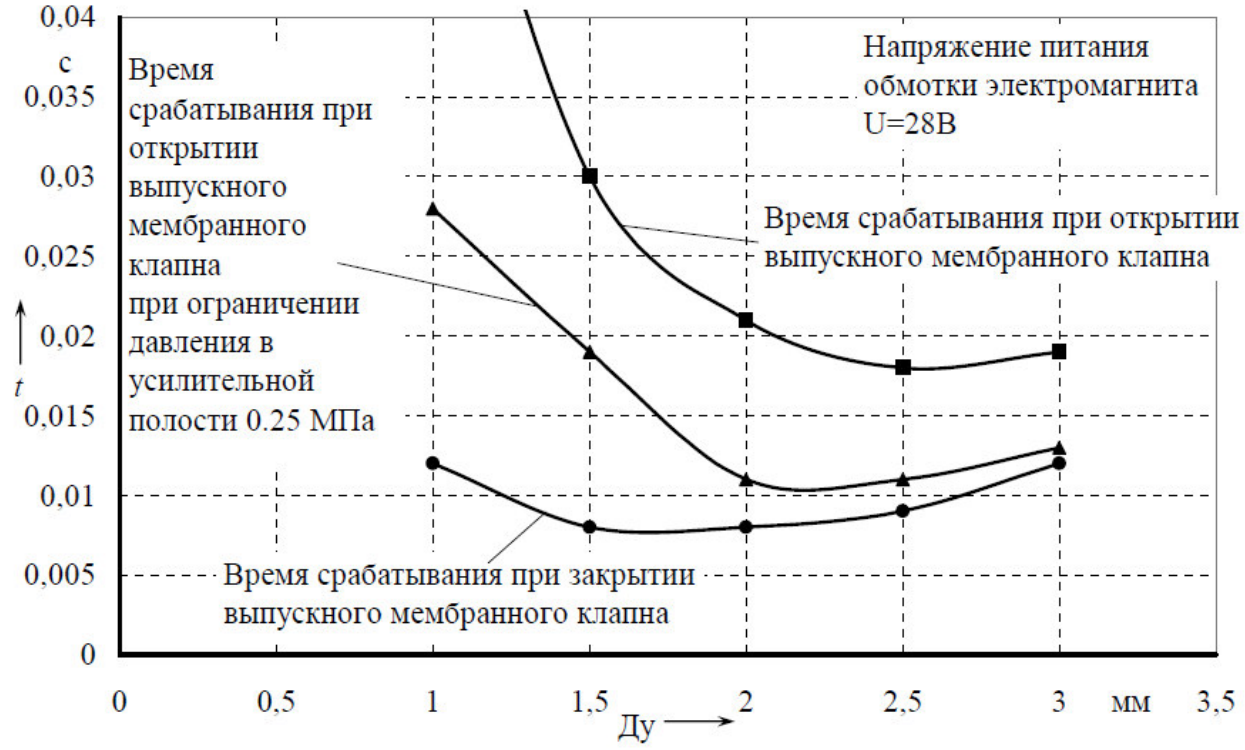


Рис. 12.15. Время срабатывания выпускного мембранного клапана в зависимости от диаметра электромагнитного клапана

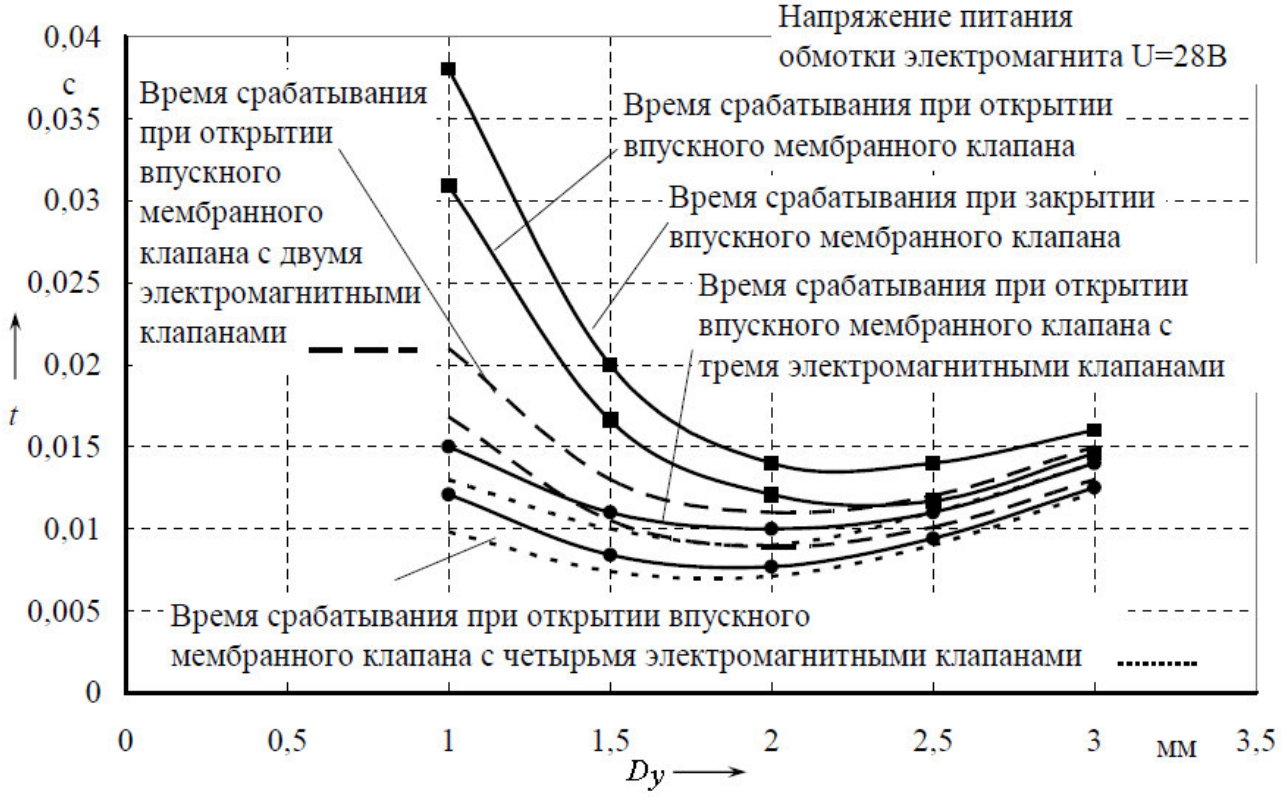


Рис. 12.16. Время срабатывания впускной мембраны управляемой несколькими электромагнитными клапанами

Таблица 12.1

Значения эквивалетных условных диаметров клапанов

Параметры	Значения					
D_y одного электромагнитного клапана, мм	0,5	1	1,5	2	2,5	3
D_y группы 2-х электромагнитных клапанов, мм	0,707	1,414	2,121	2,828	3,536	4,243
D_y группы 3-х электромагнитных клапанов, мм	0,866	1,732	2,598	3,464	4,33	5,196
D_y группы 4-х электромагнитных клапанов, мм	1	2	3	4	5	6

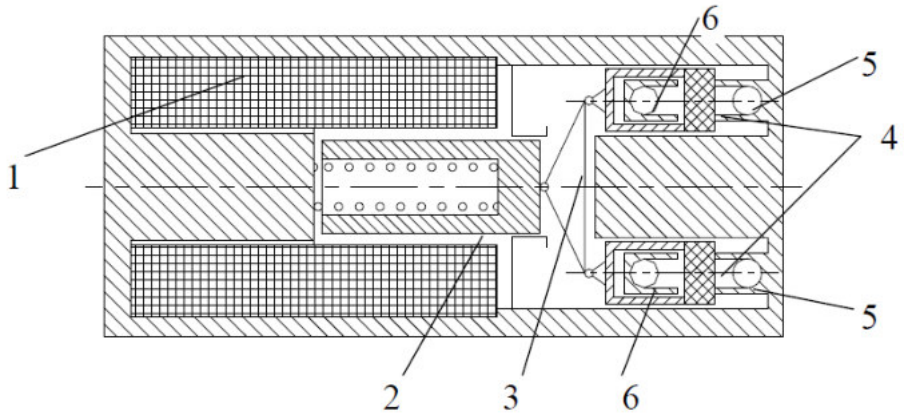


Рис. 12.17. Вариант конструкции электромагнитного клапана с одной катушкой и двумя клапанами: 1 – обмотка електромагнита; 2 – якорь; 3 – балансир; 4 – клапаны; 5 – впускные отверстия электромагнитного клапана; 6 – выпускные отверстия электромагнитного клапана

Время срабатывания клапана, конструкции приведенной на рис. 12.17, показано на рис. 12.19 и рис. 12.20.

12.4 Совершенствование закона управления контуром электропневматического тормозного привода

Точность регулирования ЭПТП оценивается количеством ступеней укладывающихся от минимального до максимального рабочего давления в тормозной камере при плавном перемещении педали тормоза.

Оценку контура ЭПТП выполним по методике Нужного В.В. [226], в которой он, исходя из массовых и геометрических характеристик АТС, предлагает определить требуемое быстродействие клапанов пневматического модулятора.

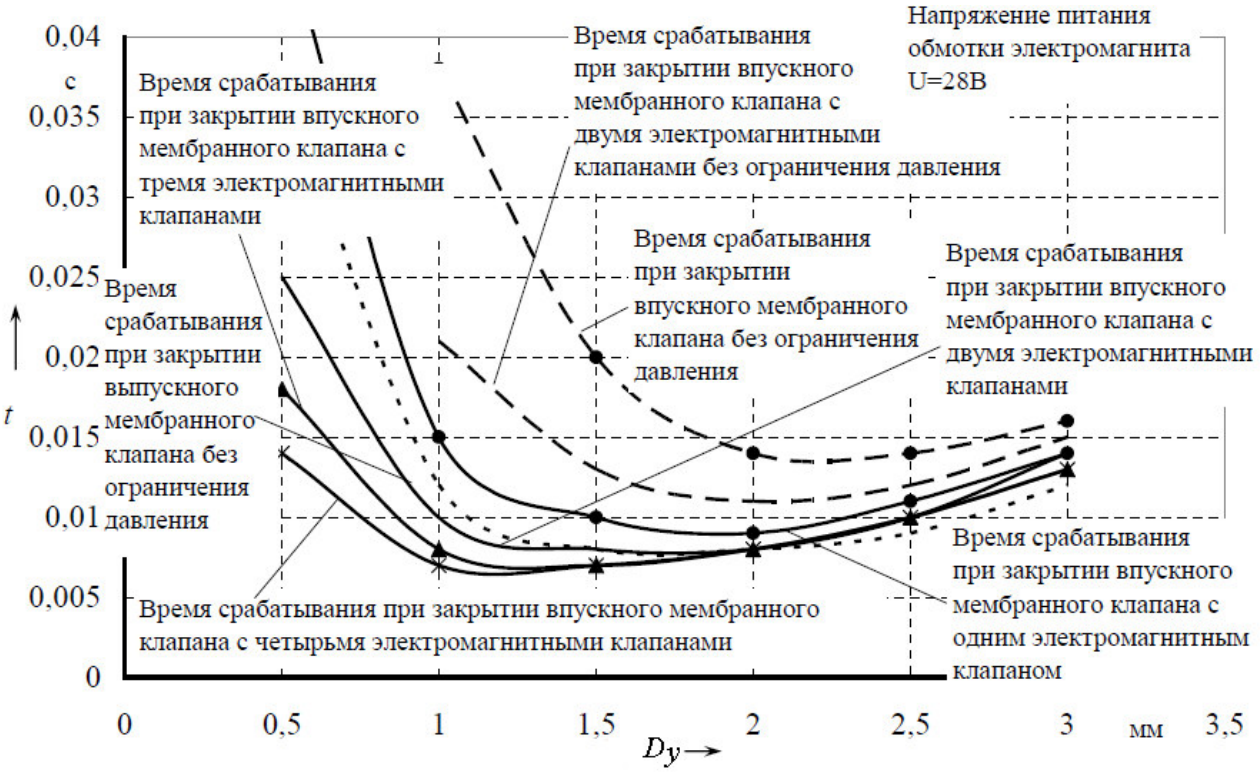


Рис. 12.18. Время срабатывания впускного мембранного клапана при ограничении минимального давления в усилительной полости до $4,5 \cdot 10^5$ Па

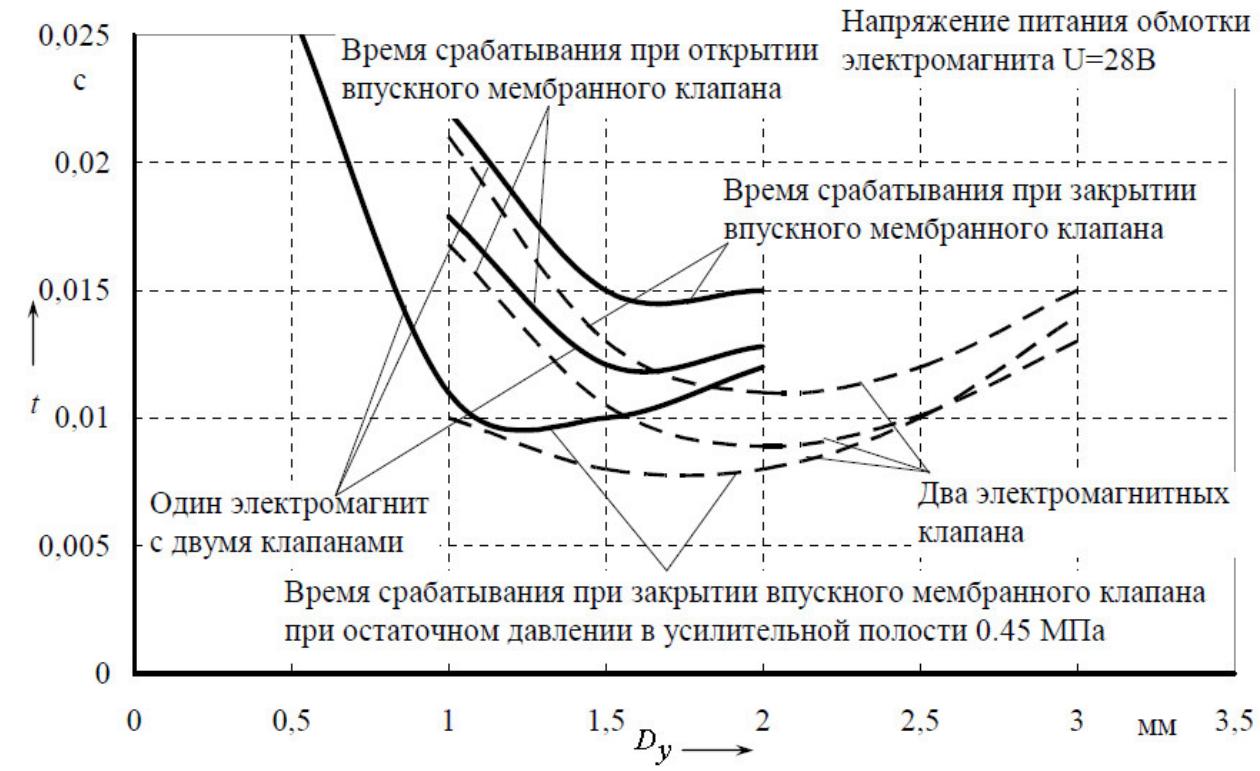


Рис. 12.19. Время срабатывания мембранного клапана, управляемого спаренным электромагнитным клапаном

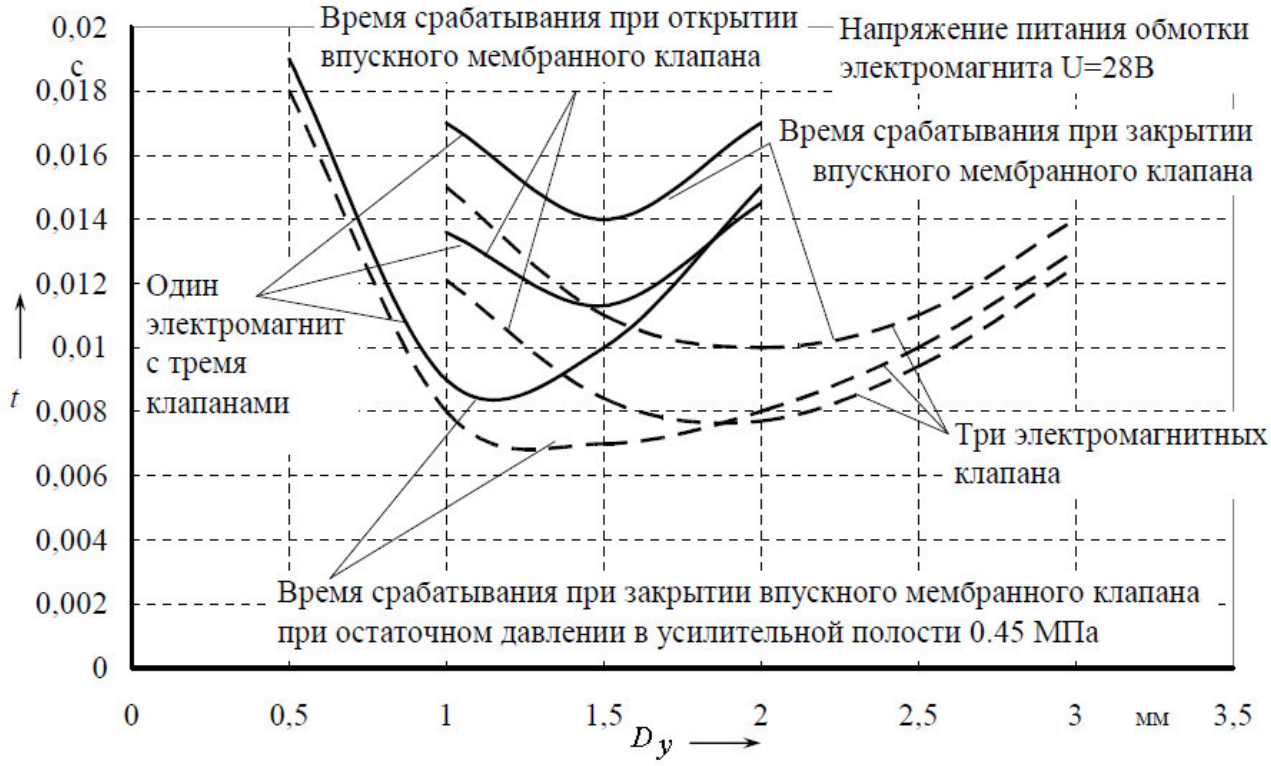


Рис. 12.20. Время срабатывания мембранного клапана, управляемого тройным электромагнитным клапаном

Отправной точкой служит зависимость разностного порога чувствительности к замедлению в зависимости от его исходного значения [226, 240, 251], которое определяется по зависимости (12.13) и выражается допустимой областью приращения замедления в зависимости от коэффициента замедления (см. рис. 12.21)

$$[\Delta j] = 0,07 \cdot (j + 2,5)\,, \tag{12.13}$$

где $[\Delta j]$ – допустимая ступень замедления, м/с^2;

j – текущее замедление АТС, м/с^2.

Зная допустимую ступень замедления, можно определить необходимое приращение давления, создающее такое замедление. Допустимое приращение давления автор работы [226] предлагает определять, используя зависимость

$$[\Delta P] = \frac{[\Delta j] \cdot m_c \cdot (P_{\text{р}} - P_{\text{н}})}{R_{xi}^{max}}, \tag{12.14}$$

где m_c – снаряжённая масса АТС, кг;

$P_{\text{н}}$ – начальное давление, до которого нету тормозной силы, МПа;

$P_{\text{р}}$ – рабочее давление соответствующее R_{xi}^{max}, МПа;

R_{xi}^{max} – максимальная тормозная сила оси, Н.

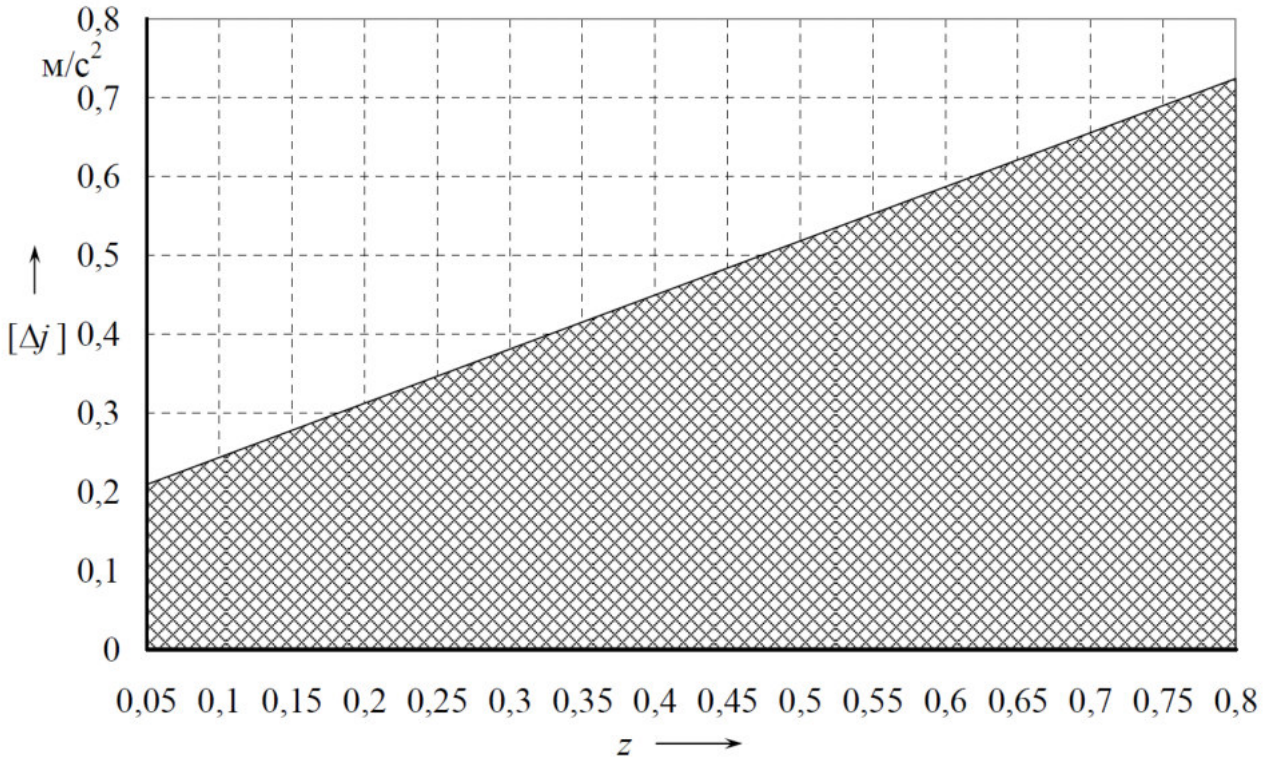


Рис. 12.21. Зона допустимых приращений замедления

Допустимое время срабатывания клапана модулятора определяется согласно выражению (12.15)

$$t_{\text{к}} = -T \cdot \ln\left(\frac{1 - 0,2 \cdot m_c \cdot (P_{\text{р}} - 0,7 \cdot m_c \cdot (P_{\text{р}} - P_0)) \cdot (P_{\text{р}} - P_0)}{R_{xi}^{max}}\right), \quad (12.15)$$

где T – постоянная времени контура тормозного привода.

В работе [226] автором сделаны следующие допущения:

– скорость перемещения педали водителем превышает скорость изменения давления. При этом пороговый сигнал (граница зоны нечувствительности), при изменении задающего сигнала, опережает сигнал *ОС*;

– электромагнитные клапаны модулятора срабатывают мгновенно по истечении времени чистого запаздывания;

– процесс изменения давления воздуха при истечении через клапан постоянного сечения с достаточной точностью описывается переходной характеристикой апериодического звена 1-го порядка.

Анализ допущений позволяет сделать вывод о необходимости доработки этой методики применительно к контуру ЭПТП с мембранным модулятором давления.

Во-первых, ограничение величины изменения замедления необходимо для обеспечения комфортного служебного торможения. Охаракте-

ризовать процессы, происходящие в контуре, можно при помощи статической характеристики ЭПТП. В этом режиме работы скорость изменения задающего сигнала существенно ниже скорости изменения сигнала ОС, что противоречит первому допущению автора [226].

Во-вторых, Нужным В.В. [226] рассмотрено три варианта установки датчика ОС в контуре ЭПТП с поршневым модулятором на базе ускорительного клапана (быстродействие которого на порядок ниже мембранного [224]):

– вариант 1 – в тормозной камере;

– вариант 2 – за модулятором;

– вариант 3 – в управляющей полости ускорительного клапана.

Учитывая необходимое быстродействие клапана ($t_{\text{к}} = 0,003 \div 0,0035$ с) и первое допущение, эта методика подходит только для третьего варианта установки датчика *ОС*. При установке датчика *ОС* по второму варианту закон изменения сигнала *ОС* не может быть описан переходной характеристикой апериодического звена 1-го порядка (рис. 9.12, рис. 10.8, рис. 10.9 и рис. 10.13), как принято в третьем допущении, а при установке датчика *ОС* по первому варианту невозможно получить желаемое быстродействие клапана [224].

В-третьих, при определении допустимой ступени давления статической характеристики ЭПТП (рис. 10.15 и рис. 10.16) нельзя пользоваться графиком монотонного наполнения тормозных камер (т.е. динамической характеристикой ЭПТП) (рис. 10.6, рис. 10.7 и рис. 10.8) поскольку статическая характеристика ЭПТП не является монотонной, а постоянная времени каждой ступени статической характеристики отличается от постоянной времени монотонного наполнения в $2 \div 2,5$ раза. Это связано с инерционностью обусловленной объёмом трубопровода, связывающего модулятор с тормозными камерами, а также возникающего по этой же причине времени запаздывания t_0 (рис. 12.22) в нарастании давления в тормозной камере.

Выполненный анализ указывает на необходимость доработки методики применительно к контуру с мембранным модулятором. Рассмотрим типовую ступеньку повышения давления, полученную при снятии статической характеристики ЭПТП (рис. 12.22).

С момента подачи управляющего сигнала на обмотку электромагнита до момента полного открытия мембранного клапана модулятора проходит время срабатывания $t_{\text{ср}}$. Давление воздуха начинает расти в трубопроводе за модулятором с определённой интенсивностью равной $\tan\beta$.



Рис. 12.22. Повышение давления в контуре ЭПТП на величину одной ступени

В тормозной камере переходной процесс нарастает с интенсивностью равной $\tan\alpha$, спустя время запаздывания t_0. Так как датчик *ОС* установлен в полости модулятора, то в ЭБУ поступает информация только о повышении давления за модулятором (рис. 12.22).

Спустя промежуток времени $t_и$ после подачи управляющего сигнала, давление за модулятором будет соответствовать $P_{дос}$, а в тормозной камере $P_{ТК}$. На практике точно определить момент начала роста давления за модулятором весьма сложно из-за «шума» датчика *ОС* и колебательных процессов в контуре ЭПТП (рис. 12.4 и рис. 12.22). Поэтому будем вести отсчёт, спустя время срабатывания мембраны $t_{ср}$ с момента подачи управляющего импульса $u_{з(-1)}$ на обмотку электромагнита.

Тогда

$$t_д = t_и - t_{ср}, \qquad (12.16)$$

где $t_д$ – время между началом роста давления и моментом подачи ЭБУ сигнала на закрытие клапана, с;

$t_и$ – время между двумя ближайшими сигналами поданными ЭБУ на обмотку электроманита, с;

$t_{ср}$ – время срабатывания мембранного клапана, с.

Начальное давление, установленное во время предыдущей уставки, и текущее давление в тормозной камере на момент подачи сигнала в ЭБУ

определим по зависимостям (12.17) и (12.18).

$$P_{\text{нос}} = P_{\text{дос}} - t_{\text{д}} \cdot \tan\beta; \tag{12.17}$$

$$P_{\text{ТК}} = P_{\text{нос}} + (t_{\text{д}} - t_0) \cdot \tan\alpha, \tag{12.18}$$

где $P_{\text{дос}}$ – давление воздуха в трубопроводе в момент принятия ЭБУ решения о закрытии впускного клапана, МПа;

$P_{\text{нос}}$ – начальное давление воздуха в контуре ЭПТП перед открытием впускного клапана, МПа;

t_0 – время запаздывания начала роста давления в тормозной камере по отношению к началу роста давления в трубопроводе, с;

$\tan\alpha$ – постоянная времени для процесса нарастания давления в тормозной камере, МПа/с;

$\tan\beta$ – постоянная времени для процесса нарастания давления в трубопроводе между тормозной камерой и модулятором, МПа/с;

$P_{\text{ТК}}$ – давление в тормозной камере в момент принятия ЭБУ решения о закрытии впускного клапана, МПа.

Рассчитаем дальнейший рост давления в контуре ЭПТП. При условии подачи управляющего импульса на обмотку электромагнита в момент времени $t_{\text{и}}$ мембранный клапан закроется, спустя время $t_{\text{ср}}$. За это время давление в тормозной камере достигнет значения $P'_{\text{ТК}}$, а давление за модулятором – значения $P'_{\text{дос}}$.

$$P'_{\text{ТК}} = P_{\text{ТК}} + t_{\text{ср}} \cdot \tan\alpha; \tag{12.19}$$

$$P'_{\text{дос}} = P_{\text{дос}} + K_{\text{зат}} \cdot t_{\text{ср}} \cdot \tan\beta, \tag{12.20}$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затухания роста давления в процессе закрытия мембранного клапана.

На момент закрытия мембранного клапана в контуре ЭПТП установится разница давлений между тормозной камерой и трубопроводом равная ΔP.

$$\Delta P = P'_{\text{дос}} - P'_{\text{ТК}}. \tag{12.21}$$

После закрытия впускного клапана модулятора давление по контуру начинает выравниваться, пока не достигнет какого-то установившегося значения $P''_{\text{ТК}}$.

Определим это давление в соответствии с системой уравнений (12.22). При составлении уравнений воспользуемся расчётной схемой (рис. 11.1), учитывая, что при наполнении контура давление $P'_{\text{дос}}$ всегда больше, чем давление $P'_{\text{ТК}}$. Обозначения в формулах соответствуют обозначениям, принятым на рис. 12.22.

$$\begin{cases} k \cdot R \cdot T_{\text{дос}} \cdot G_{\text{тк}} dt = V_{\text{ТК}} dP'_{\text{ТК}} \\ k \cdot R \cdot T_{\text{дос}} \cdot (-G_{\text{дос}})\, dt = V_{\text{дос}} dP'_{\text{дос}} \end{cases}; \qquad (12.22)$$

где $V_{\text{дос}}$ – сумма объемов $V_{\text{м}}$ и V_1 (см. рис. 11.1) согласно работам Е.В. Герц [43] такое допущение правомерно для исследования влияния объема трубопровода;

$G_{\text{тк}}$, $G_{\text{дос}}$ – расход для тормозной камеры и полости датчика обратной связи соответственно;

$T_{\text{дос}}$ – температура в полости датчика *ОС*, °К.

Если допустить, что после закрытия впускного клапана модулятора выпускной также остаётся в закрытом положении, то контур ЭПТП в этот момент является системой с постоянным объёмом без притока дополнительной порции воздуха из ресивера. В этом случае, мгновенный расход через трубопровод, связывающий модулятор и тормозную камеру, можно считать одинаковым как для модулятора, так и для тормозной камеры ($G_{\text{тк}} = G_{\text{дос}}$). С учётом этого из системы уравнений (12.22) получим зависимость

$$- dP'_{\text{дос}} \cdot V_{\text{дос}} = dP'_{\text{ТК}} \cdot V_{\text{ТК}}, \qquad (12.23)$$

откуда

$$dP'_{\text{дос}} = -dP'_{\text{ТК}} \cdot \frac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}, \qquad (12.24)$$

Выравнивание давления происходит от начальных давлений в соответствующих полостях контура ЭПТП до некоторого давления $P''_{\text{ТК}}$. Тогда проинтегрировав уравнение (12.24) получим:

$$\int_{P'_{\text{дос}}}^{P''_{\text{ТК}}} dP'_{\text{дос}} = -\frac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}} \cdot \int_{P'_{\text{ТК}}}^{P''_{\text{ТК}}} dP'_{\text{ТК}}, \qquad (12.25)$$

$$\left(P''_{\text{ТК}} - P'_{\text{дос}}\right) = -\frac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}} \cdot \left(P''_{\text{ТК}} - P'_{\text{ТК}}\right), \qquad (12.26)$$

$$P''_{\text{ТК}} = \frac{P'_{\text{дос}} + P'_{\text{ТК}} \cdot \dfrac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}}{1 + \dfrac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}}. \tag{12.27}$$

В формуле (12.27) заменим давление в полости модулятора $P'_{\text{дос}}$ на сумму давлений $P'_{\text{дос}} = \Delta P + P'_{\text{ТК}}$, а значение давления после его выравнивания $P''_{\text{ТК}}$ заменим на сумму давления в тормозной камере и приращение давления после его выравнивания $P''_{\text{ТК}} = P'_{\text{ТК}} + \Delta P_B$ (см. рис. 12.22).

$$P'_{\text{ТК}} + \Delta P_B = \frac{\Delta P + P'_{\text{ТК}} + P'_{\text{ТК}} \cdot \dfrac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}}{1 + \dfrac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}}. \tag{12.28}$$

где ΔP – разность давлений между полостью датчика *ОС* и тормозной камерой в момент закрытия мембранного клапана;

ΔP_B – приращение давления в тормозной камере с момента закрытия мембранного клапана до момента выравнивания давления в контуре.

Тогда после преобразований получим

$$P'_{\text{ТК}} + \Delta P_B = \frac{\Delta P}{1 + \dfrac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}} + P'_{\text{ТК}}. \tag{12.29}$$

Откуда

$$\Delta P_B = \frac{\Delta P}{1 + \dfrac{V_{\text{ТК}}}{V_{\text{дос}}}} = K_B \cdot \Delta P, \tag{12.30}$$

где K_B – коэффициент выравнивания давления.

Таким образом, в тормозной камере после выравнивания давления в контуре ЭПТП окончательно за время $t_{\text{в}}$ устанавливается давление

$$P''_{\text{ТК}} = P'_{\text{ТК}} + \Delta P_B, \tag{12.31}$$

Для определения расхода воздуха в трубопроводе применяется известная зависимость (1.6), использование которой освобождает от необходимости переходить от надкритического к подкритическому режиму течения воздуха.

Выразим из уравнения (12.27) одно из составляющих зависимости (1.6) $\sigma = \frac{P'_{\text{ТК}}}{P'_{\text{дос}}}$ и подставим в формулу расхода. После преобразований функция расхода примет вид

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P''_{\text{ТК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right)^2}{2 \cdot k \cdot \left(\xi - \ln\left(\frac{P''_{\text{ТК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right)\right)}}. \tag{12.32}$$

Подставив уравнение (12.32) в любое уравнение системы (12.22) и проинтегрировав в пределах от начального давления в полости до давления выравнивания $P''_{\text{ТК}}$, получим время, в течении которого давление в контуре ЭПТП выравнивается при закрытых клапанах модулятора

$$t_{\text{в}} = \int_{P'_{\text{дос}}}^{P''_{\text{ТК}}} \frac{-V_M \cdot dP'_{\text{дос}}}{\mu \cdot f \cdot V_{\text{кр}} \cdot P'_{\text{дос}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P''_{\text{ТК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right)^2}{2 \cdot k \cdot \left(\xi - \ln\left(\frac{P''_{\text{ТК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ТК}}}\right)\right)}}}. \tag{12.33}$$

Для параметров контура исследуемого ЭПТП это время составляет $0,0269$ с. Давление $P''_{\text{ТК}} = 3,003 \cdot 10^5$ Па, что согласуется с экспериментальными данными наполнения тормозной камеры (рис. 12.23 и рис. 12.24).

Зная время срабатывания мембранного клапана $t_{\text{ср}}$, можем определить минимальное время открытого состояния клапана и величину зоны нечувствительности.

Совершенно очевидно, что из всего многообразия статических характеристик, полученных при плавном перемещении педали тормоза, минимальное время переходного процесса статической характеристики можем получить согласно выражению

$$t_{\text{откр_сост}} = t_{\text{дв_м_откр}} + t_{\text{ср_м}} - t_{\text{ср_э}}, \tag{12.34}$$

где $t_{\text{откр_сост}}$ – время открытого состояния мембранного клапан, с;

$t_{\text{дв_м_откр}}$ – время движения мембранного клапана при открытии, с;

$t_{ср_м}$ – время срабатывания мембранного клапана, с;
$t_{ср_э}$ – время срабатывания электромагнитного клапана, с.

$$t_{откр_сост} = 0,001 + 0,008 - 0,0025 = 0,0065с.$$

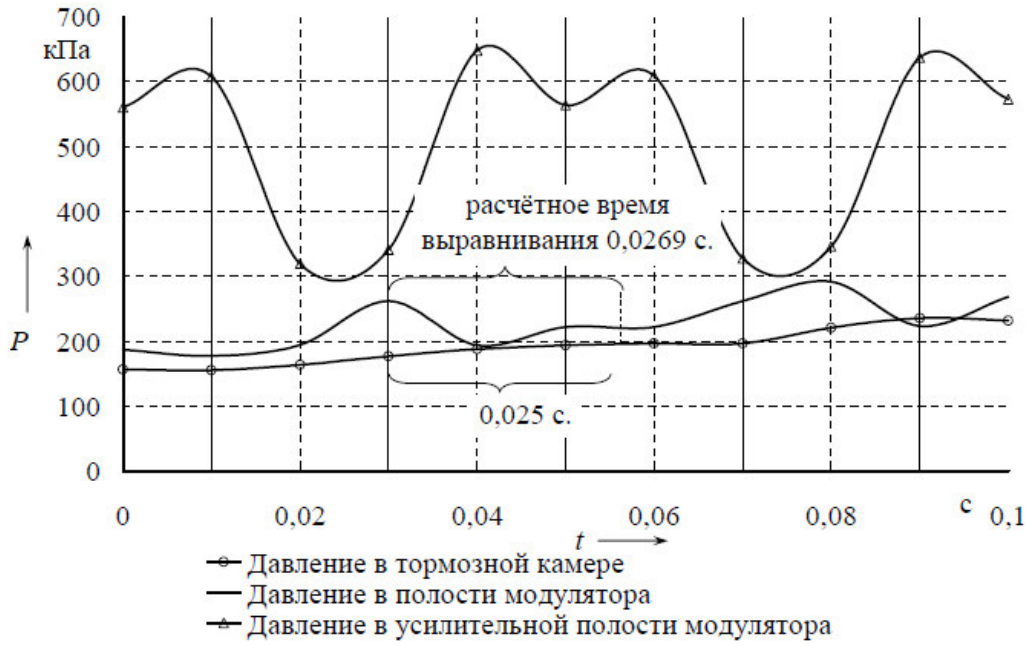


Рис. 12.23. Изменение давления в контуре ЭПТП при выравнивании давления по контуру без открытия выпускного клапана

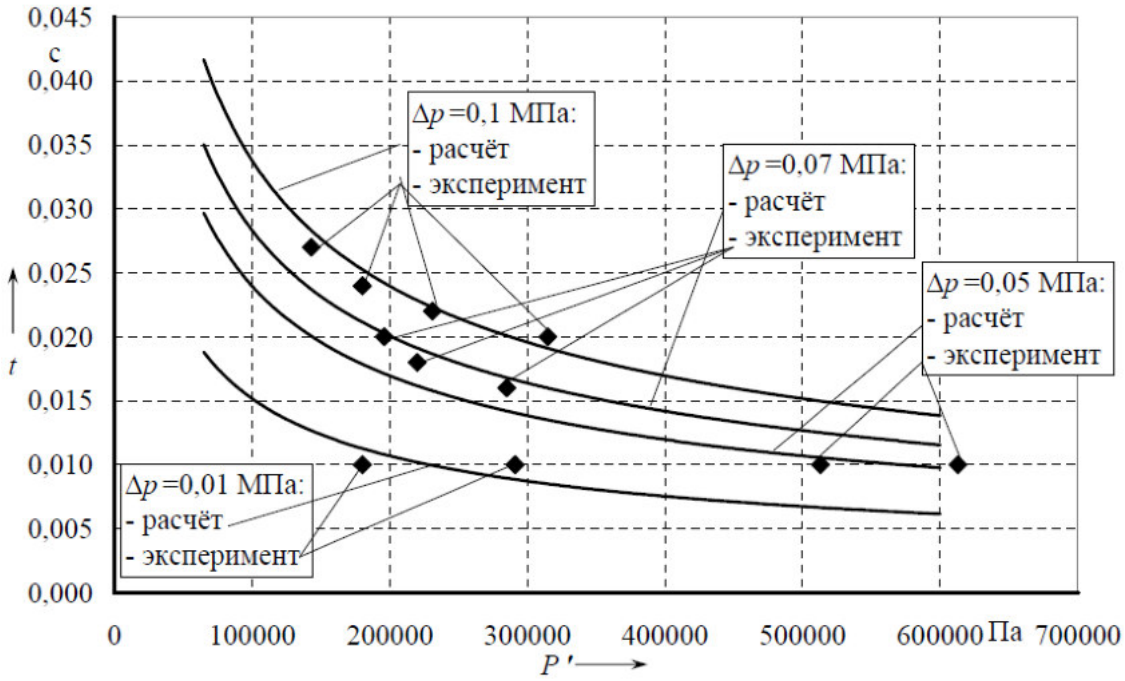


Рис. 12.24. Зависимость времени выравнивания давления в контуре ЭПТП от начального давления в тормозной камере при различных перепадах давления между тормозной камерой и полостью модулятора

Очевидно, что при времени открытого состояния впускного клапана, меньше $t_0 = 0,01$ с, последний успеет закрыться ещё до начала роста давления в тормозной камере. Тогда величину ступени давления будет полностью определять характер изменения давления в трубопроводе между модулятором и тормозной камерой.

С учётом вышесказанного справедливо неравенство (12.35), ограничивающее величину ступени давления.

$$K_B \cdot t_{\text{откр_сост}} \cdot \tan\beta \leqslant [\Delta P_B]\,, \tag{12.35}$$

где $[\Delta P_B]$ – допустимая величина ступени давления, МПа.

В свою очередь, допустимую величину ступени давления многие авторы стремятся определять, используя какой – либо ключевой критерий [226, 242], что не совсем логично, так как каждое условие, накладывающее ограничение на допустимую ступень статической характеристики, доминирует в своём диапазоне нагрузок и замедлений АТС. Рассматривая в основном контуры ЭПТП с одноканальными осевыми модуляторами, авторы в работах [37, 226, 242] выделяют два основных требования для определения допустимой ступенчатости ЭПТП.

Первое требование – обеспечение комфортабельности служебных торможений, с учётом нечувствительности человеческого организма к приращению замедления (рис. 12.21) (может быть выражена линейной либо степенной зависимостью), которое выражается уравнением (12.13) [226]. Тогда

$$[\Delta F_{Ti}] = [\Delta P_B] \cdot K_{Ti} = m \cdot [\Delta j]\,, \tag{12.36}$$

где $[\Delta F_{Ti}]$ – допустимое изменение тормозной силы i-й оси АТС, вызывающее допустимое изменение замедления, Н;

$[\Delta P_B]$ – допустимое изменение давления в і-м контуре тормозного привода, МПа;

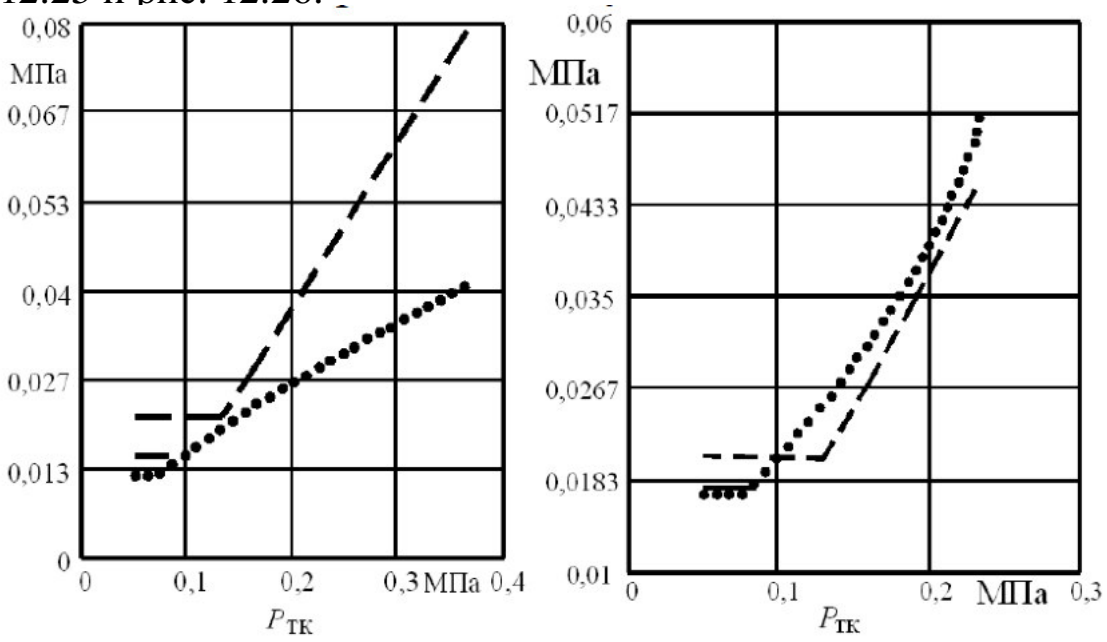
$K_{Ti} = \frac{F_{Ti}(\varphi_{max})}{P_{\text{р}}} - P_{\text{н}}$ – коэффициент преобразования тормозного механизма и колеса, Н/МПа;

m – масса АТС, кг.

Второе требование – обеспечение возможности регулирования давления при торможении на льду при минимальном коэффициенте трения шини о дорогу $\varphi_{min} = 0,05$ [21]. В работе [242] эта ступенька определяется как разница между давлением блокировки колёс при минимальном сцеплении с дорогой и давлением начала роста тормозного момента.

С другой стороны, применение одноканальных осевых модуляторов не позволяет реализовать функции АБС высшей категории, а также систем курсовой устойчивости и устойчивости против опрокидывания. Реализация функций упомянутых систем в комплексных системах управления торможением АТС, на сегодня, обеспечивается применением двухканальных осевых модуляторов в тормозном приводе тягача и прицепных звеньев. Наличие двух модуляторов на одной оси допускает их рассогласованную работу, из-за чего необходимо ввести **третье требование** – допустимая бортовая неравномерность давления для любой оси [3] не должна превышать 25% от большей величины в диапазоне от 2 м/с^2 и более, а также не превышать значение, соответствующее 25%, при замедлении 2 м/с^2 и менее.

Результаты расчётов допустимых значений уставок давления для грузового автомобиля общего назначения ЗиЛ – 431410 [249, 252] согласно всем трём критериям определения ступенчатости ЭПТП, приведены на рис. 12.25 и рис. 12.26.

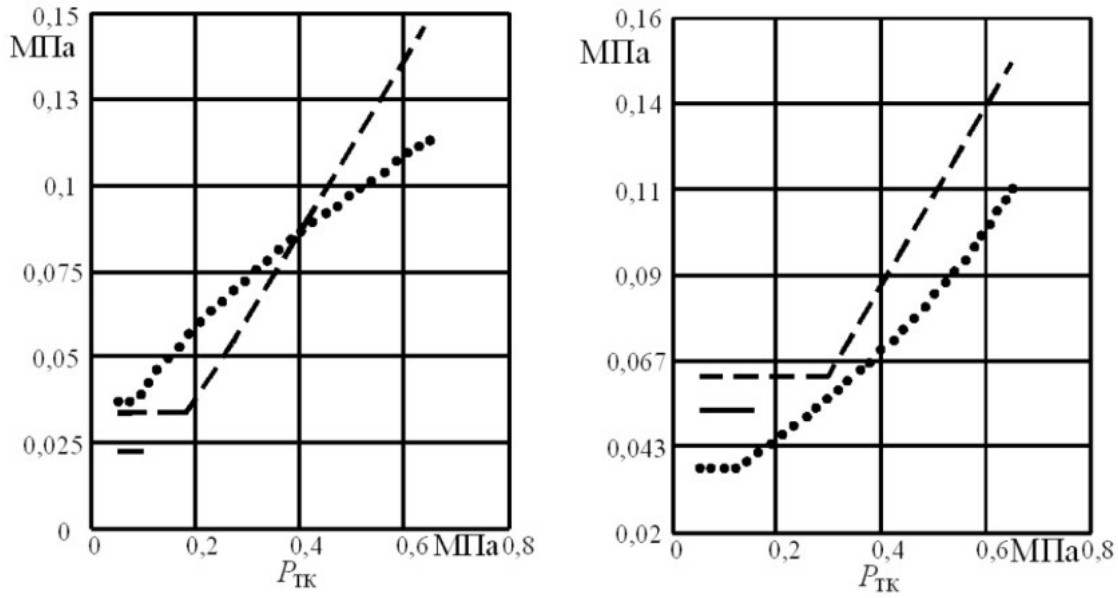


а) б)

Рис. 12.25. Допустимые значения уставок для передней оси автомобиля: а) – для порожнего автомобиля; б) – для гружёного автомобиля; • • • – по условию комфортабельности; – – – – – – по условию бортовой неравномерности; ———- – по условию регулируемости на льду

Рассчитаем реальный уровень приращения замедления соответствующий достигнутому уровню открытого состояния впускного клапана

$$\Delta j_i = \frac{t_{\text{откр_сост}} \cdot K_{\beta i} \cdot K_{Bi} \cdot K_{Ti}}{m}, \qquad (12.37)$$



а) б)

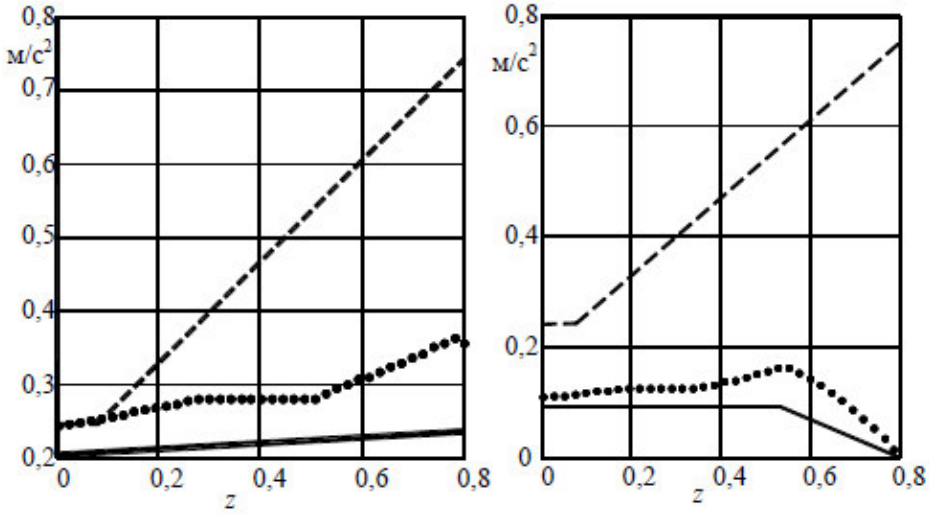
Рис. 12.26. Допустимые значения уставок для задней оси автомобиля: а) – для порожнего автомобиля; б) – для гружёного автомобиля; • • • – по условию комфортабельности; – – – – – – по условию бортовой неравномерности; ———- – по условию регулируемости на льду

С учётом наполнения тормозной камеры

$$\Delta j_i = \frac{[(t_{\text{откр_сост}} \cdot K_{\beta i} - (t_{\text{и}} - t_{0i}) \cdot K_{\alpha i}) \cdot K_{Bi} + (t_{\text{откр_сост}} - t_{0i}) \cdot K_{\alpha i}] \cdot K_{Ti}}{m}. \quad (12.38)$$

Оценить степень комфортабельности служебного торможения можно по кривым, характеризующим приращение замедления в зависимости от интенсивности торможения. При расчёте соответствующих кривых учтём в уравнении (12.38) изменение коэффициентов $K_{\beta i}$ и $K_{\alpha i}$, а также увеличение времени срабатывания мембранного клапана по мере наполнения контура ЭПТП и выразим их через коэффициент торможения $z = \frac{j}{g}$ (рис. 12.27). Снижение быстродействия впускного мембранного клапана связано с увеличением противодавления на мембрану из контура по мере его заполнения.

Полученные кривые характеризуют приращение замедления в зависимости от интенсивности торможения. По ним можно оценить степень комфортабельности служебного торможения. Стоит также отметить, что при увеличении темпа перемещения тормозной педали САР стремиться сохранить точность регулирования, и ступени давления выходят



а) б)

Рис. 12.27. Приращение замедления автомобиля: а) – для порожнего автомобиля; б) – для гружёного автомобиля; ● ● ● – ступени замедления передней оси; – – – – – – допустимые ступени замедления; ————- – спупени замедления задней оси

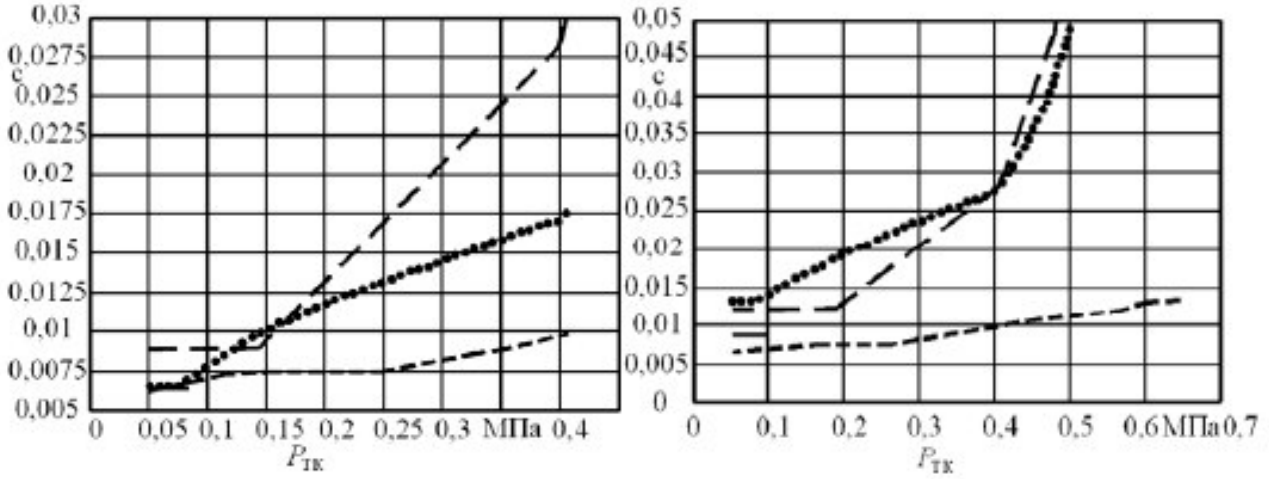
за пределы допустимых границ, по условию комфортабельности. В этот момент водитель может ощущать рывки в процессе торможения.

Оценочной характеристикой для обобщения всех введенных критериев можно считать время открытого состояния клапана. Пользуясь данной методикой, можем вычислить граничные значения этого времени, обеспечивающее соответствие модулятора данному АТС с контуром ЭПТП.

Некоторую сложность в отношении обеспечения комфортабельности торможения представляет передняя ось АТС (см. рис. 12.27, рис. 12.28, рис. 12.29).

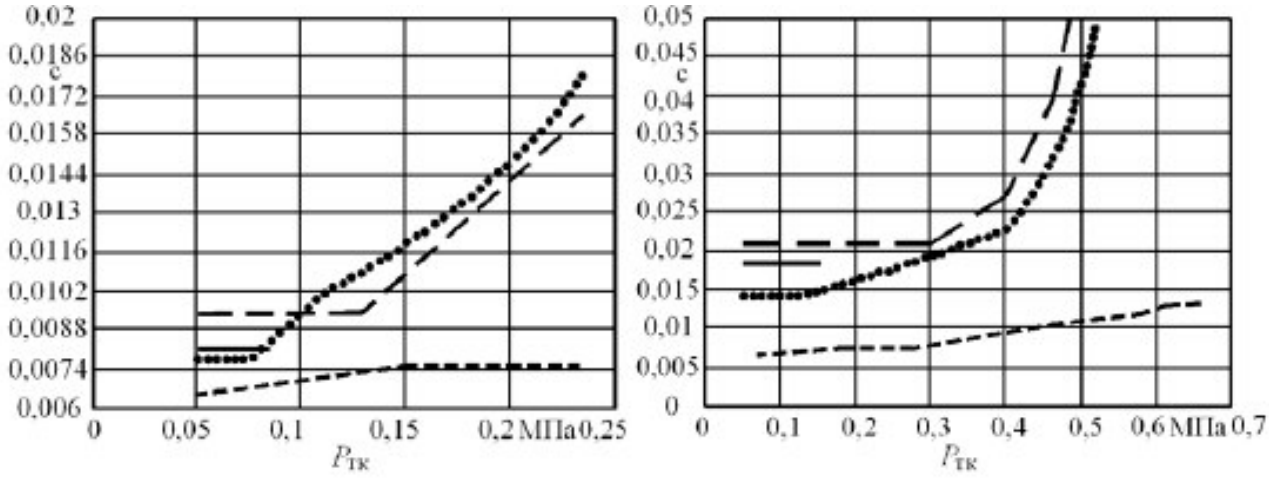
Для неё не всегда удаётся обеспечить условие (12.35). Этим объясняется применение в тормозных системах фирмы WABCO в качестве модулятора задней оси одного релейного электропневматического модулятора, а для управления передней осью – комбинации из квазипропорционального модулятора ЭПТП и релейных модулятором АБС (рис. 9.7) [202, 253].

Наполняя контур ЭПТП ступенчато, не превышая допустимой величины давления, получим квазипропорциональную статическую характеристику – приращение замедления в функции от усилия на педали тормоза ($\Delta j = f(F_{\text{ПТ}})$).



а) б)

Рис. 12.28. Максимально допустимое время открытого состояния клапана для контура передней оси АТС: а) – для порожнего автомобиля; б) – для гружёного автомобиля; ● ● ● – по условию комфортабельности; – – – – – – по условию бортовой неравномерности; ———- – по условию регулируемости на льду; - - - - - - – реальная величина $t_{\text{откр_сост_min}}$



а) б)

Рис. 12.29. Максимально допустимое время открытого состояния клапана для контура задней оси АТС: а) – для порожнего автомобиля; б) – для гружёного автомобиля; ● ● ● – по условию комфортабельности; – – – – – – по условию бортовой неравномерности; ———- – по условию регулируемости на льду; - - - - - - – реальная величина $t_{\text{откр_сост_min}}$

Очевидно, что чем меньше зона нечувствительности, тем выше точность регулирования САР, но в тоже время хуже её устойчивость. Это особенно сказывается при перерегулировании во время переходного процесса наполнения контура ЭПТП и в период затухания колебаний воздуха в контуре, поскольку амплитуда колебаний соизмерима с величи-

ной зоны нечувствительности (рис. 12.4 и рис. 13.18). Одним из отрицательных последствий является открытие выпускного мембранного клапана в момент перерегулирования давления в зоне датчика *ОС*, что приводит к перерасходу рабочего тела. Устранить этот недостаток можно введением так называемого «времени выравнивания давления» $t_{\text{в}}$ (рис. 12.22 и рис. 12.32), в течении которого ЭБУ не подаёт команды на электромагнит выпускного клапана. Отсчёт «времени выравнивания давления» начинается после достижения действительным давлением нижней границы зоны нечувствительности и подачи сигнала на закрытие впускного клапана модулятора. В течение «времени выравнивания давления» сигнал от датчика обратной связи не влияет на открытие выпускного клапана модулятора. В тоже время впускной клапан может быть открыт при увеличении уровня заданного сигнала и выхода действительного давления за пределы нижней границы зоны нечувствительности. Таким образом, после выравнивания давления по контуру действительный сигнал возвращается в пределы зоны нечувствительности и перерасхода рабочего тела из-за лишнего открытия выпускного клапана не происходит. «Время выравнивания давления», заложенное в алгоритм управления, состоит из подготовительного времени и собственно времени выравнивания давления в контуре. Подготовительное время включает в себя время срабатывания электромагнитного клапана и время закрытия впускного мембранного клапана модулятора. Во время процесса выпуска воздуха из тормозных камер «время выравнивания давления» влияет на работу впускного клапана модулятора, блокируя его работу.

Как отмечалось в работе [226], существует время переходного процесса, после превышения которого точность установки давления в контуре ЭПТП не изменяется, т.е. в диапазоне рабочих давлений укладывается одинаковое число ступеней давления. В таком случае есть смысл, ориентируясь только на положение педали тормоза, периодически открывать впускной клапан на минимально возможное время $t_{\text{откр_сост_min}}$ пропорционально смещению педали. Датчик *ОС* используется только в диагностических целях, так как увеличения точности регулирования он не даст, а может только дестабилизировать САР, поскольку амплитуда колебаний воздуха в контуре может в несколько раз превышать зону нечувствительности. Фактически в этот момент контур ЭПТП становится разомкнутой САР.

Указанный способ регулирования хорошо зарекомендовал себя при скоростях перемещения педали тормоза, не позволяющих выйти сигналу *ОС* за пределы зоны нечувствительности, отвечающие уравнению (9.10) минус запас устойчивости по давлению, связанный с его увеличением во время выравнивания по контуру ЭПТП. Наличие разомкнутой и замкнутой САР в алгоритме подразумевает существование двух зон нечувствительности. Одна обеспечивает выдержку давления и точность регулирования, а вторая образует коридор ШИМ для работы разомкнутой САР во время плавного перемещения педали тормоза.

Если время открытого состояния мембранного клапана составляет $0,0065$ с, то время закрытого состояния мембранного клапан $t_{\text{закр_сост}}$ и скважность сигнала будут зависеть от частоты f широтно-импульсной модуляции. Эти зависимости представлены на рис. 12.30 и рис. 12.31. Под скважностью сигнала ШИМ понимается отношение времени закрытого состояния клапана к частоте импульсов. Она может быть выражена зависимостью

$$C = \frac{t_{\text{закр_сост}}}{t_{\text{закр_сост}} + t_{\text{откр_сост}}}. \tag{12.39}$$

На основе зависимости (12.39) построены графики на рис. 12.30 и рис. 12.31.

Для сохранения немонотонного статического режима наполнения контура необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$t_{\text{закр_сост}} \geqslant t_{\text{в}}. \tag{12.40}$$

где $t_{\text{в}}$ – время выравнивания давления по контуру после закрытия впускного мембранного клапана модулятора, с;

$t_{\text{закр_сост}}$ – время закрытого состояния впускного мембранного клапана модулятора, с.

Только после выравнивания давления в контуре исчезает монотонность наполнения тормозной камеры, что гарантирует минимальную величину приращения давления. Согласно условию (12.40) максимальные рабочие параметры ШИМ для статической характеристики составляют: частота ШИМ $f = 37$ Гц, скважность $C = 0,741$, что составляет $1,62$ с для достижения максимального давления P_{max} в тормозных камерах полностью гружёного АТС. Ввиду того, что при торможении автомобиля без груза колёса блокируются при давлении гораздо меньшем ($0,2 \div 0,4$ МПа), чем $P_{max} = 0,65$ МПа, то и число ступеней давления

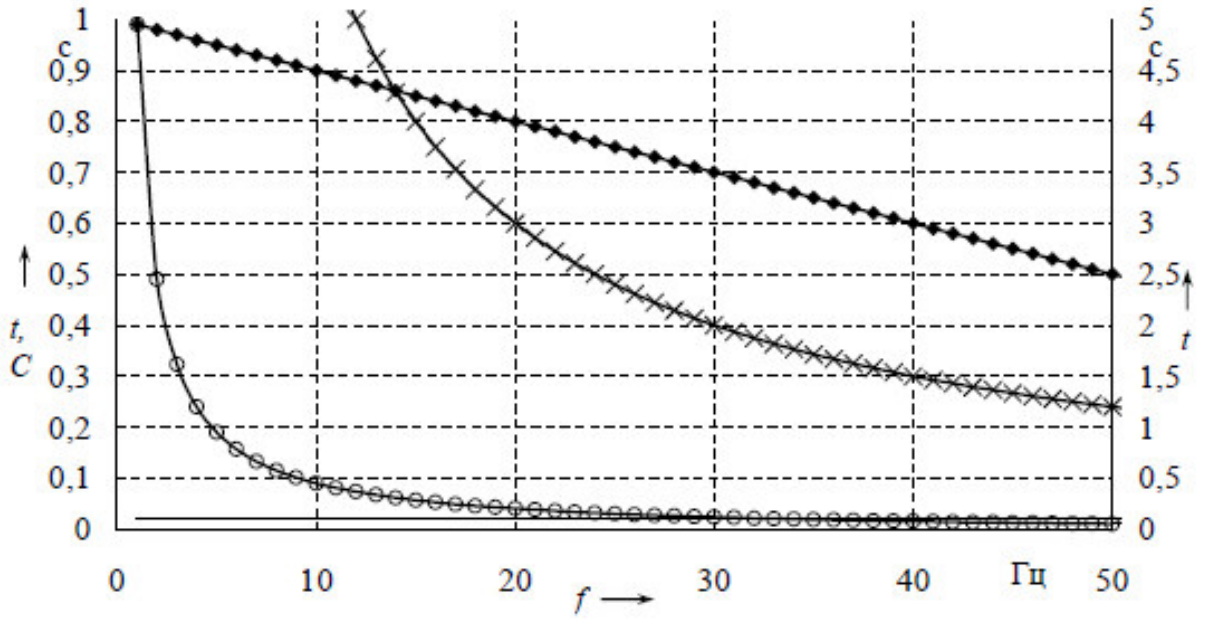


Рис. 12.30. Изменение времени закрытого состояния клапана и скважности при фиксированном времени открытого состояния мембранного клапана (торможение гружёного АТС): ———————— – время выравнивания давления; –○–○–○– – время закрытого состояния клапана; –●–●–●– – скважность; –×–×–×– – время наполнения тормозной камеры

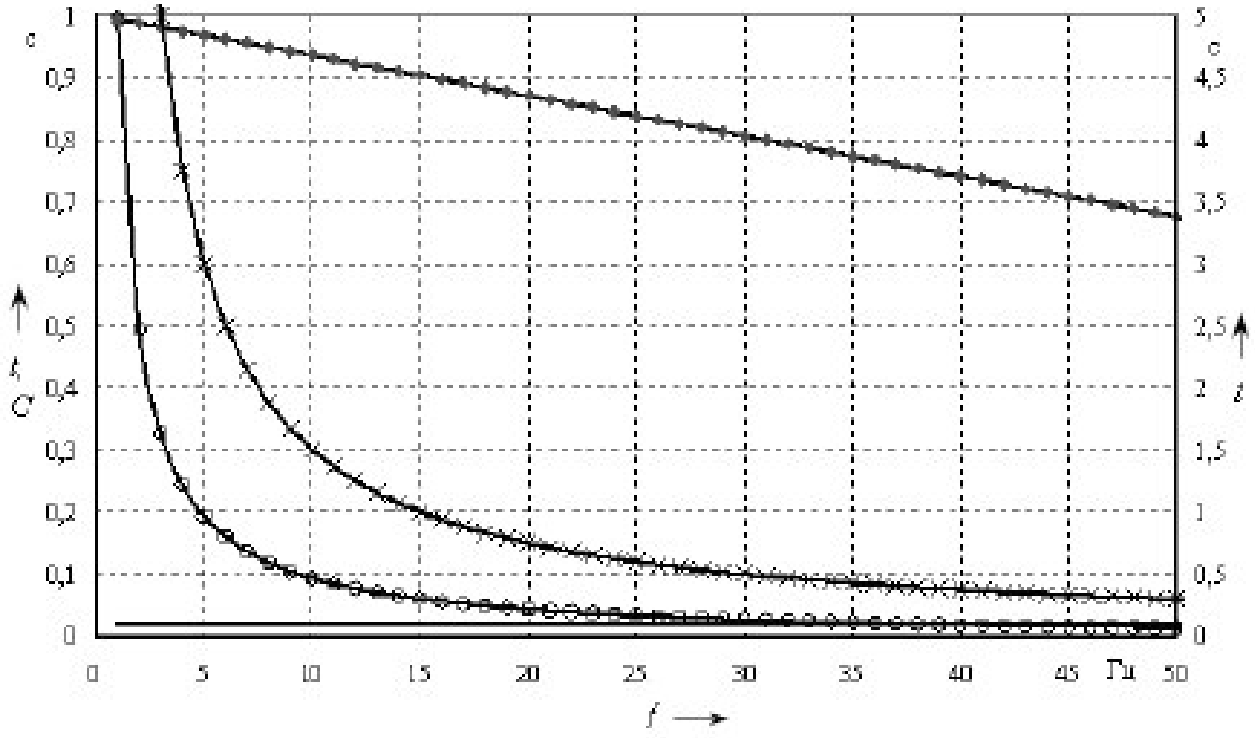


Рис. 12.31. Изменение времени закрытого состояния клапана и скважности при фиксированном времени открытого состояния мембранного клапана (торможение порожнего АТС): ———————— – время выравнивания давления; –○–○–○– – время закрытого состояния клапана; –●–●–●– – скважность; –×–×–×– – время наполнения тормозной камеры

укладывающихся от P_{min} до давления блокировки колёс также меньше. При тех же параметрах ШИМ ($f = 37$ Гц и скважности $C = 0,741$) время переходного процесса будет составлять $0,4 \div 0,9$ с.

По результатам исследований конструкция экспериментального модулятора давления (рис. 12.32) была усовершенствованна. Обратный клапан *1* предотвращает падение давления в усилительной полости впускного клапана в процессе наполнения контура рабочей тормозной системы. Установка второго электромагнитного клапана *3* и клапана ограничения давления *2* обеспечивает необходимое быстродействие мембранного клапана.

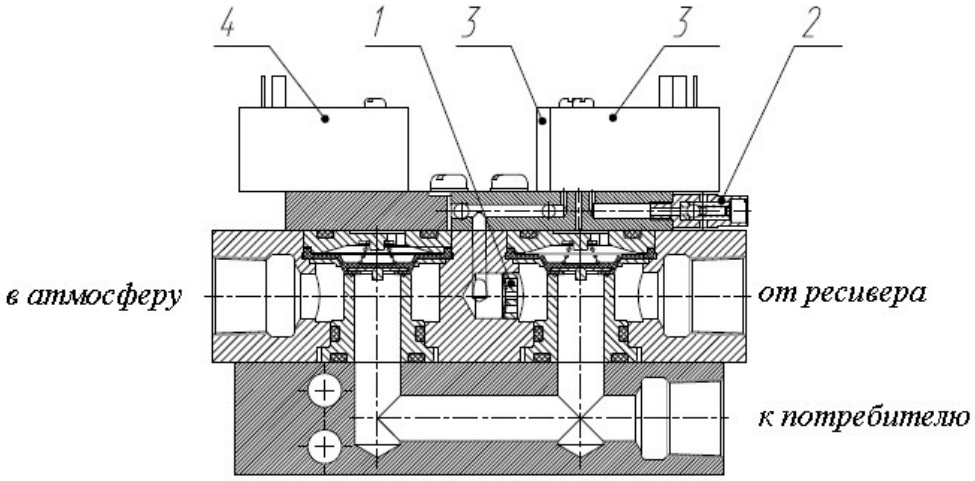
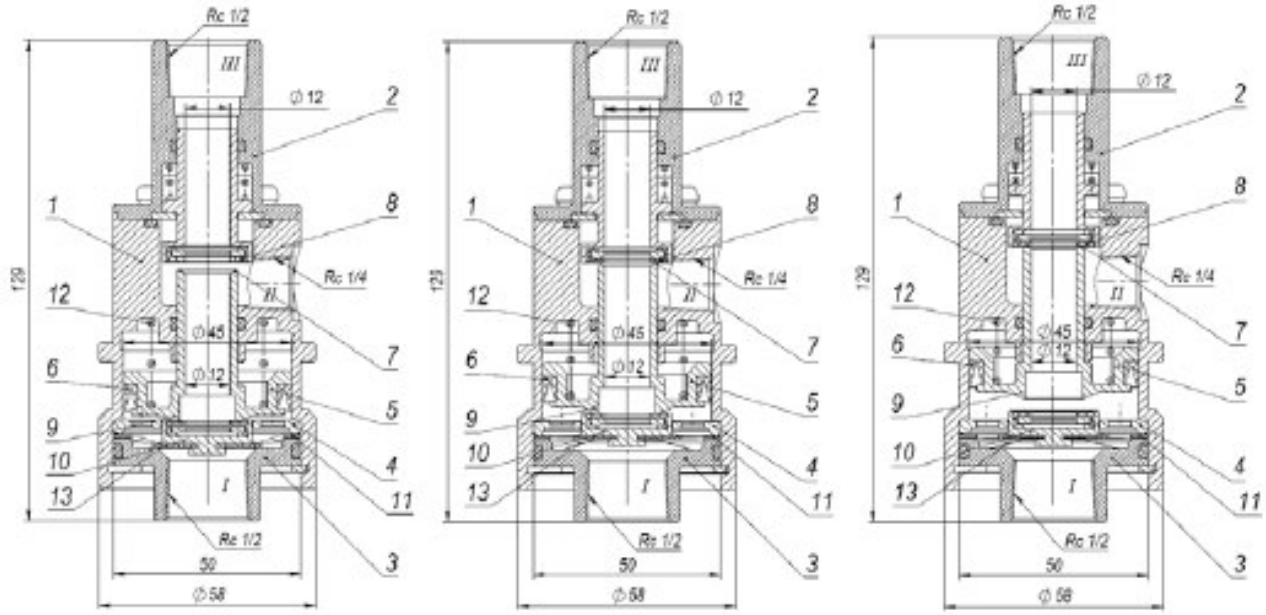


Рис. 12.32. Усовершенствованная конструкция модулятора: 1 – обратный клапан; 2 – клапан ограничения давления; 3 – электромагнитный клапан впускной мембраны; 4 – электромагнитный клапан выпускной мембраны

Основным элементом контура аварийной тормозной системы в разработанном электропневматическом тормозном приводе является двухмагистральный защитный клапан для ЭПТП (рис. 12.33).

Особенностью его конструкции является отсутствие электрических клапанов, управляемых электронным блоком управления. Это позволяет исключить выход из строя защитного контура или его самопроизвольное срабатывание по причинам, связанным с нарушениями в работе электрических элементов защитного клапана или перебоями в электропитании. При нормальной работе электропневматического привода воздух от модулятора давления через подводящий штуцер *3* (рис. 12.33), отверстия в тарелке *4* и мембраны *11* подводится в корпус клапана *1*. Рабочий поршень *5* под воздействием давления воздуха перемещается вверх. При этом закрывается клапан с нулевой активной площадью 8,



а) б) в)

Рис. 12.33. Двухмагистральный клапан для электропневматического тормозного привода: а) – двухмагистральный защитный клапан в исходном состоянии (клапан с нулевой активной площадью открыт); б) – обратный клапан и клапан с нулевой активной площадью закрыты; в) – двухмагистральный защитный клапан в рабочем положении (клапан с нулевой активной площадью закрыт); 1 – корпус; 2 – штуцер подачи воздуха к тормозным камерам; 3 – штуцер для подачи воздуха от модулятора; 4 – тарелка; 5 – рабочий поршень; 6 – манжета; 7 – седло защитного клапана; 8 – защитный клапан; 9 – седло обратного клапана; 10 – обратный клапан; 11 – мембрана; 12 – возвратная пружина; 13 – диафрагменная пружина

а затем открывается обратный клапан *9*. В таком положении двухмагистральный клапан остаётся на всех режимах работы тормозного привода, а воздух через отверстие *III* во втулке клапана *2* подводится к тормозным камерам. Давление от тормозного крана по резервной ветви подводится к выводу *II* с запаздыванием по сравнению с воздухом от модулятора давления, находящегося непосредственно перед двухмагистральным клапаном, и поэтому к моменту нарастания давления в резервной ветви клапан *8* уже закрыт. Давление в резервном контуре не оказывает влияния на положение клапана *8*, так как он имеет нулевую активную площадь, что обеспечивается равенством центрирующих диаметров клапанов *7* и *8*.

При использовании двухмагистрального клапана в контуре ЭПТП с функцией АБС он не будет влиять на её работу, так как клапан *8* оста-

ётся закрытым из-за того, что рабочий поршень *5* находится в крайнем верхнем положении во всём рабочем диапазоне давлений.

При выходе из строя модулятора давление воздуха за ним не растёт и, как следствие, не перемещается рабочий поршень *5*. Давление от тормозного крана через резервную магистраль достигает вывода *II* и через открытый клапан *8* и штуцер *III* попадает к тормозным камерам. К вышедшему из строя по какой-либо причине модулятору воздух не поступает, так как закрыт обратный клапан 9 под воздействием пружины рабочего поршня.

В том случае, если поломка в контуре ЭПТП происходит при совершении торможения, то электронный блок, анализируя показания датчиков давления за модулятором, в ресивере и положения педали тормоза, переводит клапаны модулятора в исходное состояние (впускной клапан закрыт, а выпускной открыт). Это приводит к растормаживанию за счёт выпуска воздуха из контура. При этом двухмагистральный защитный клапан автоматически занимает исходное положение, его клапан с нулевой активной площадью открывается, и воздух из резервного контура заполняет тормозные камеры.

Электронный блок считает ситуацию аварийной, если в течение $0,02$ с не происходит изменение давления в контуре ЭПТП при изменении положения педали тормоза. Электронный блок также интерпретирует ситуацию как аварийную в случае увеличения времени реакции системы с точностью до 15 % более $0,2$ с, что может говорить о разрыве трубопровода.

Обеспечение работоспособности двухмагистрального клапана на всех режимах торможения, включая режим работы АБС, обеспечивается подбором соответствующих возвратных пружин и диаметра рабочего поршня.

На рис. 12.34 приведена расчётная схема защитного клапана, отражающая функциональные связи его элементов. Системы дифференциальных уравнений, описывающие динамические процессы в полостях двухмагистрального защитного клапана (12.41) – (12.43), позволяют исследовать динамику срабатывания контура рабочей тормозной системы, если решать совместно системы уравнений (12.41) – (12.43), (11.9) – (11.15) и (11.20).

Система уравнений (12.41) записана с учётом изменения объёмов двухмагистрального защитного клапана и двунаправленного движения воздуха в контуре ЭПТП. К моменту нарастания давления в защитном

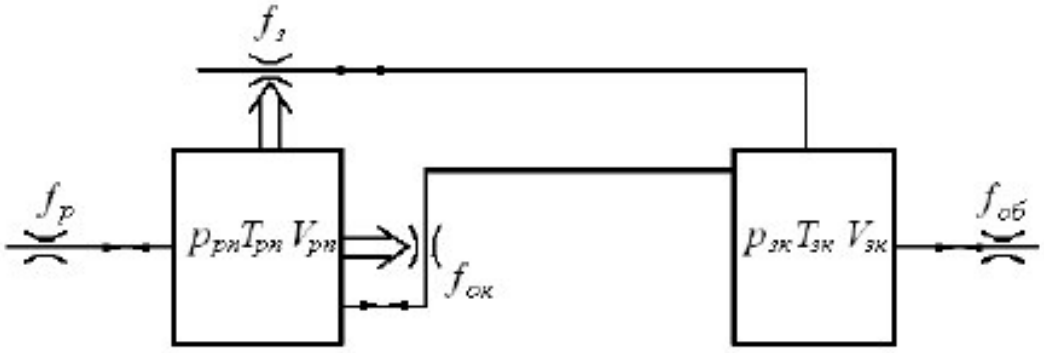


Рис. 12.34. Расчётная схема двухмагистрального клапана

контуре вблизи двухмагистрального защитного клапана проходное сечение канала $f_з$ приравнивается нулю, так как клапан с нулевой активной площадью становится закрытым.

$$
\begin{cases}
kR\left[W(T_м;T_{рп})\cdot G_р + W(T_{зк};T_{рп})\cdot G_{ок}\right]dt = V_{рп}dp_{рп} + kp_{рп}dV_{рп} \\
kR\left[W(T_{зк};T_{рп})G_{ок} + W(T_{тк};T_{зк})G_{об} + W(T_{зк};T_з)G_з\right]dt = V_{зк}dp_{зк} + kp_{зк}dV_{зк} \\
G_з = K\cdot f_з(\zeta_{з1};\zeta_{з2})\cdot max(p_з;p_{зк})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{зк};T_з)}}\cdot\phi(U_з) \\
G_{ок} = K\cdot f_{ок}(\zeta_{ок1};\zeta_{ок2})\cdot max(p_{рп};p_{зк})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{рп};T_{зк})}}\cdot\phi(U_{ок}) \\
G_{об} = K\cdot f_{об}(\zeta_{об1};\zeta_{об2})\cdot max(p_{зк};p_{тк})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{зк};T_{тк})}}\cdot\phi(U_{об}) \\
G_р = K\cdot f_р(\zeta_{р1};\zeta_{р2})\cdot max(p_м;p_{рп})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_м;T_{рп})}}\cdot\phi(U_р) \\
T_{рп} = T_0\cdot\left(\dfrac{p_{рп}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_{зк} = T_0\cdot\left(\dfrac{p_{зк}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_з = T_0\cdot\left(\dfrac{p_з}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
f_з(\zeta_{з1};\zeta_{з2}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_з(\zeta_{з1};\zeta_{з2})}} \\
f_{ок}(\zeta_{ок1};\zeta_{ок2}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_{ок}(\zeta_{ок1};\zeta_{ок2})}} \\
f_{об}(\zeta_{об1};\zeta_{об2}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_{об}(\zeta_{об1};\zeta_{об2})}} \\
f_р(\zeta_{р1};\zeta_{р2}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_р(\zeta_{р1};\zeta_{р2})}}
\end{cases}
\tag{12.41}
$$

$$
\begin{cases}
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{min(p_{\text{рп}};p_2)}{max(p_{\text{рп}};p_2)} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{р}}) = \sqrt{\left(\frac{min(p_{\text{рп}};p_2)}{max(p_{\text{рп}};p_2)}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{min(p_{\text{рп}};p_2)}{max(p_{\text{рп}};p_2)}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(U_{\text{р}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{min(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{з}}) = \sqrt{\left(\frac{min(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{min(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(U_{\text{з}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{min(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{об}}) = \sqrt{\left(\frac{min(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{min(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(U_{\text{об}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
\text{если } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{min(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{ок}}) = \sqrt{\left(\frac{min(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{min(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{иначе } \phi(U_{\text{ок}}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}
\end{cases}. \tag{12.42}
$$

$$
\begin{cases}
\xi_{\text{з}}(\zeta_{\text{з1}};\zeta_{\text{з2}}) = \frac{max\left(p_{\text{з}}\cdot\frac{\zeta_{\text{з1}}+\zeta_{\text{з2}}}{2};p_{\text{зк}}\cdot\frac{\zeta_{\text{з1}}+\zeta_{\text{з2}}}{2}\right)}{\max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})} + \text{sign}(p_{\text{з}}-p_{\text{зк}})\cdot\frac{\zeta_{\text{з1}}-\zeta_{\text{з2}}}{2} \\
\xi_{\text{ок}}(\zeta_{\text{ок1}};\zeta_{\text{ок2}}) = \frac{max\left(p_{\text{рп}}\cdot\frac{\zeta_{\text{ок1}}+\zeta_{\text{ок2}}}{2};p_{\text{зк}}\cdot\frac{\zeta_{\text{ок1}}+\zeta_{\text{ок2}}}{2}\right)}{\max(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})} + \text{sign}(p_{\text{рп}}-p_{\text{зк}})\cdot\frac{\zeta_{\text{ок1}}-\zeta_{\text{ок2}}}{2} \\
\xi_{\text{об}}(\zeta_{\text{об1}};\zeta_{\text{об2}}) = \frac{max\left(p_{\text{зк}}\cdot\frac{\zeta_{\text{об1}}+\zeta_{\text{об2}}}{2};p_{\text{тк}}\cdot\frac{\zeta_{\text{об1}}+\zeta_{\text{об2}}}{2}\right)}{\max(p_{\text{зк}};p_{\text{тк}})} + \text{sign}(p_{\text{зк}}-p_{\text{тк}})\cdot\frac{\zeta_{\text{об1}}-\zeta_{\text{об2}}}{2} \\
\xi_{\text{р}}(\zeta_{\text{р1}};\zeta_{\text{р2}}) = \frac{max\left(p_2\cdot\frac{\zeta_{\text{р1}}+\zeta_{\text{р2}}}{2};p_{\text{рп}}\cdot\frac{\zeta_{\text{р1}}+\zeta_{\text{р2}}}{2}\right)}{\max(p_2;p_{\text{рп}})} + \text{sign}(p_2-p_{\text{рп}})\cdot\frac{\zeta_{\text{р1}}-\zeta_{\text{р2}}}{2} \\
W(T_2;T_{\text{рп}}) = \frac{\max\left(p_2\cdot\frac{T_2+T_{\text{рп}}}{2};p_{\text{рп}}\cdot\frac{T_2+T_{\text{рп}}}{2}\right)}{\max(p_2;p_{\text{рп}})} + \text{sign}(p_2-p_{\text{рп}})\cdot\frac{T_2-T_{\text{рп}}}{2} \\
W(T_{\text{зк}};T_{\text{рп}}) = \frac{\max\left(p_{\text{зк}}\cdot\frac{T_{\text{зк}}+T_{\text{рп}}}{2};p_{\text{рп}}\cdot\frac{T_{\text{рп}}+T_{\text{зк}}}{2}\right)}{\max(p_{\text{зк}};p_{\text{рп}})} + \text{sign}(p_{\text{зк}}-p_{\text{рп}})\cdot\frac{T_{\text{зк}}-T_{\text{рп}}}{2} \\
W(T_{\text{тк}};T_{\text{зк}}) = \frac{\max\left(p_{\text{тк}}\cdot\frac{T_{\text{тк}}+T_{\text{зк}}}{2};p_{\text{зк}}\cdot\frac{T_{\text{зк}}+T_{\text{тк}}}{2}\right)}{\max(p_{\text{тк}};p_{\text{зк}})} + \text{sign}(p_{\text{тк}}-p_{\text{зк}})\cdot\frac{T_{\text{тк}}-T_{\text{зк}}}{2} \\
W(T_{\text{з}};T_{\text{зк}}) = \frac{\max\left(p_{\text{зк}}\cdot\frac{T_{\text{зк}}+T_{\text{з}}}{2};p_{\text{з}}\cdot\frac{T_{\text{з}}+T_{\text{зк}}}{2}\right)}{\max(p_{\text{зк}};p_{\text{з}})} + \text{sign}(p_{\text{зк}}-p_{\text{з}})\cdot\frac{T_{\text{зк}}-T_{\text{з}}}{2}
\end{cases}. \tag{12.43}
$$

Площадь рабочего поршня подобрана таким образом, что он остаётся в крайнем верхнем положении на протяжении всего процесса торможения, поэтому для упрощения системы уравнений давления воздуха в защитном контуре учитывать не будем.

В уравнениях (12.41) – (12.43) использованы следующие обозначения: $\phi(U_{\text{р}})$, $G_{\text{р}}$ – функция расхода и расход воздуха при наполнении и опорожнении полости рабочего поршня через его впускной канал; $\phi(U_{\text{ок}})$, $G_{\text{ок}}$ – функция расхода и расход воздуха через обратный клапан при наполнении и опорожнении тормозной камеры; $\phi(U_{\text{об}})$, $G_{\text{об}}$ – функция расхода и расход воздуха через общий вывод защитного клапана при наполнении и опорожнении тормозной камеры; $\phi(U_{\text{з}})$, $G_{\text{з}}$ – функция расхода и расход воздуха через вывод защитного контура при наполнении и опорожнении тормозной камеры; $T_{\text{зк}}$, $V_{\text{зк}}$, $p_{\text{зк}}$ – температура, объём и давление в полости защитного клапана; $T_{\text{рп}}$, $V_{\text{рп}}$, $p_{\text{рп}}$ – температура, объём и давление в полости рабочего поршня; $f_{\text{р}}$, $f_{\text{об}}$, $f_{\text{ок}}$ – функции эффективных площадей сечений двухмагистрального, защитного клапана при наполнении тормозной камеры; $f_{\text{з}}$ – функция эффективной площади канала для подключения защитного контура тормозной системы.

12.5 Алгоритм управления электропневматическим тормозным приводом

В разработанном ЭПТП использовался усовершенствованный алгоритм управления контуром направленный на улучшение трёх параметров работы контура. Первый – уменьшение ступени повышения давления при заполнении контура воздухом во время плавного перемещения педали тормоза (рис. 10.14 и рис. 10.16). Второй – устранение перерасхода рабочего тела при перерегулировании сигнала *ОС* в результате переключения модулятора на выпуск воздуха (рис. 10.6 б)). Третий – повышение быстродействия привода за счёт предварительного повышения давления в тормозной камере сразу, после касания педали тормоза.

При этом происходит выборка зазоров в тормозных механизмах. Уменьшение ступени повышения давления достигается введением в алгоритм дополнительных границ срабатывания электромагнитных клапанов (рис. 12.35). Дополнительные верхняя и нижние границы создают коридор ШИМ. Внутри этого коридора существует зона нечувствительности обеспечивающая устойчивость работы САР и фазу выдержки

давления в контуре. Между нижней границей коридора ШИМ и нижней границей зоны нечувствительности (*Lo Line1 – Lo Line 2*) впускной электромагнитный клапан работает по законам ШИМ.

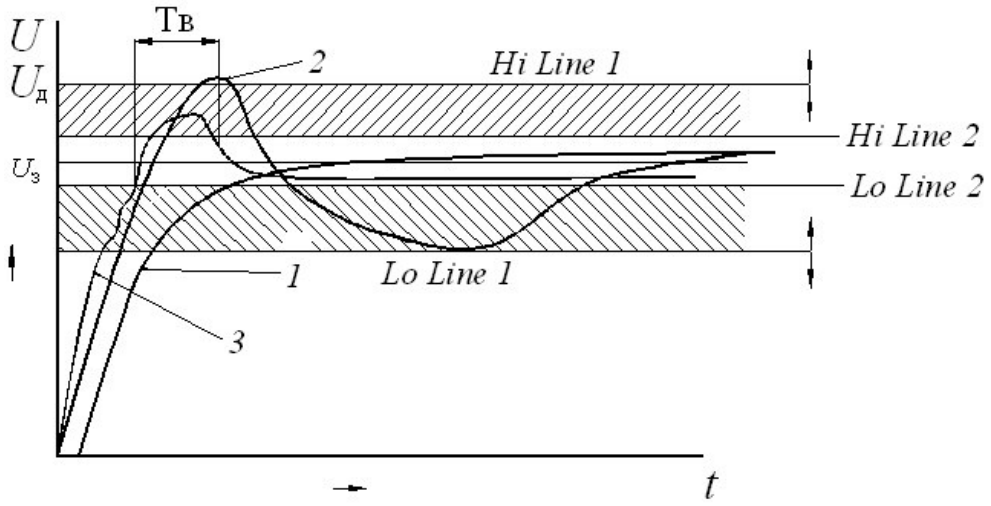


Рис. 12.35. Расположение зон переключения электрических клапанов

Между верхней границей коридора ШИМ и верхней границей зоны нечувствительности (*Hi Line1 – Hi Line 2*) выпускной электромагнитный клапан работает по законам ШИМ. Внутри зоны нечувствительности команды на электромагнитные клапана не подаются. Снаружи границ коридора ШИМ команды на электромагнитные клапаны подчиняются закону позиционного регулирования САР с упреждением по скорости изменения сигнала от датчика *ОС*. Таким образом, границы зоны нечвствительности способны значительно расширяться.

Существуют режимы работы ЭПТП, когда границы зоны нечувствительности оказываются шире границ коридора ШИМ (например, резкое динамическое наполнение или подача команды системой более высокого уровня, такой как система курсовой устойчивости). Во время штатных режимов торможения границы зоны нечувствительности находятся в пределах коридора ШИМ (например, плавное перемещение педали тормоза). Во время плавного перемещения педали тормоза зона нечувствительности становится минимальной, что обеспечивает минимально возможную ступень повышения давления.

Обозначения клапанов:

Klap1 – впускной клапан модулятора;

Klap2 – выпускной клапан модулятора.

2) Определение переменных коэффициентов участвующих в расчётах границ срабатывания клапанов.

Доля заданного сигнала в коридоре изменения действительного значения давления, в кодах АЦП

$$N := \frac{(U_z - U_{z_min})}{(U_{z_max} - U_{z_min})}.$$

Доля требуемого давления при впуске, в кодах АЦП

$$A := N \cdot (U_{d_max} - U_{d_min}).$$

Доля требуемого давления при выпуске, в кодах АЦП

$$C := [1 - N] \cdot (U_{d_max} - U_{d_min}).$$

3) Расчёт границ зоны нечувствительности

Hi line1$:= A + U_{dp_min} + \frac{A}{100} \cdot v\%1$ – Верхняя граница зоны нечувствительности

Lo line1$:= A + U_{d_min} - \frac{C}{100} \cdot n\%1$ – Нижняя граница зоны нечувствительности

4) Расчёт границ коридора включения ШИМ

Hi line2$:= A + U_{d_min} + \frac{A}{100} \cdot v\%2$ – Верхняя граница коридора

Lo line2$:= A + U_{d_min} - \frac{C}{100} \cdot n\%2$ – Нижняя граница коридора

Расчёт параметров алгоритма управления ведётся в следующем порядке.

5) Определение логики включения клапанов (табл. 12.2).

Таблица 12.2

Логика включения клапанов

	1	**ШИМ**	**0**
Klap1	Ud > Lo Line1	Lo Line2<Ud < Lo Line1	Ud < Lo Line2
Klap2	Ud < Hi Line1	Hi Line2<Ud > Hi Line1	Ud > Hi Line2

6) Пределы изменения значений коридора ШИМ и зоны нечувствительности от уровня заданного сигнала.

В соответствии с ранее определёнными ограничениями (см. рис. 12.25) для зоны нечувствительности, положение её границ определяется, исходя из инерционности объекта регулирования и быстродействия мембранного клапана модулятора. Ширина коридора ШИМ определяется, как величина изменения давления за время срабатывания мембранного клапана, с учётом процесса выравнивания давления в контуре ЭПТП,

и выражается в процентах от величины заданного сигнала. Для рассматриваемого в работе контура пределы изменения кордора ШИМ и зоны нечувствительности составили:

$v\%1 + n\%1$ от $23,5$ % до $2,5$ % от заданной величины – для впускного и выпускного клапана;

$v\%2 + n\%2$ от $34,5$ % до $2,5$ % от заданной величины – для впускного и выпускного клапана.

Изменение границ коридора широтно-импульсной модуляции отражено на рис. 12.36.

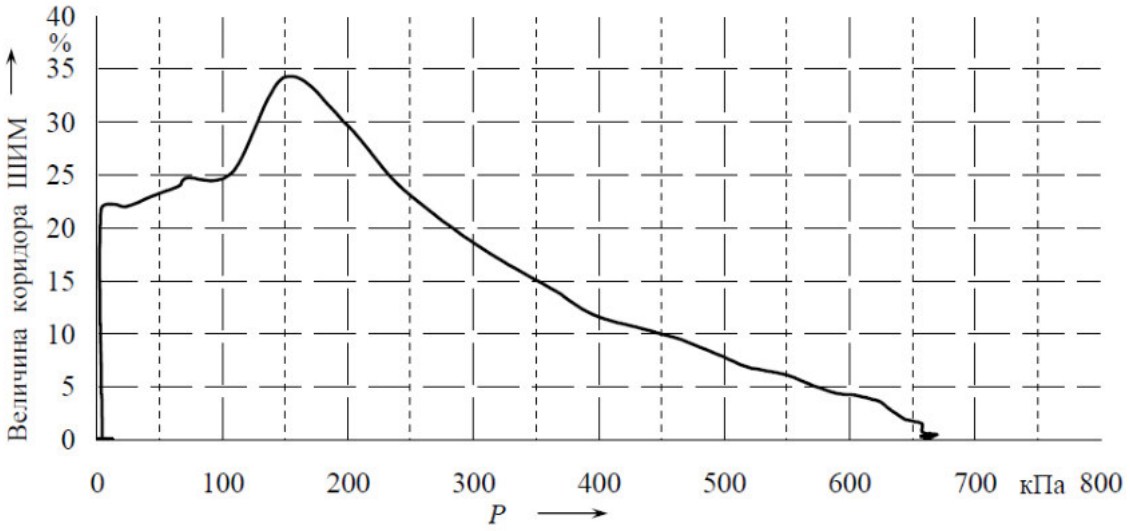


Рис. 12.36. Кривая изменения коридора ШИМ

Устранение перерасхода рабочего тела достигается введением в алгоритм «времени выравнивания давления» $T_{\text{в}}$ (рис. 12.35). В течение этого времени выборочно блокируются команды ЭБУ на электромагнитные клапаны модулятора. В процессе нарастания сигнала от датчика *ОС* блокируется команда на открытие выпускного клапана. В процессе убывания сигнала от датчика *ОС* блокируется команда на открытие впускного клапана. Когда реальное давление в контуре пересекает значение нижней границы зоны нечувствительности, начинается отсчёт времени $T_{\text{в}}$ для выпускного клапана в течение которого он остаётся закрытым, несмотря на выход значения от датчика *ОС* за верхнюю границу зоны нечувствительности. В том случае, если реальное давление в контуре пересекает значение верхней границы зоны нечувствительности, начинается отсчёт времени $T_{\text{в}}$ для впускного клапана, в течение которого он остаётся закрытым, несмотря на выход значения от датчика *ОС* за нижнюю границу зоны нечувствительности. Для нормальных

условий это время составляет для впуска $T_{\text{в}} = 0,025$ с (рис. 12.24) и для выпуска $T_{\text{в}} = 0,015$ с.

Графическое представление алгоритма изменения порогов срабатывания электроклапанов при плавном перемещении педали тормоза показано на рис. 12.37.

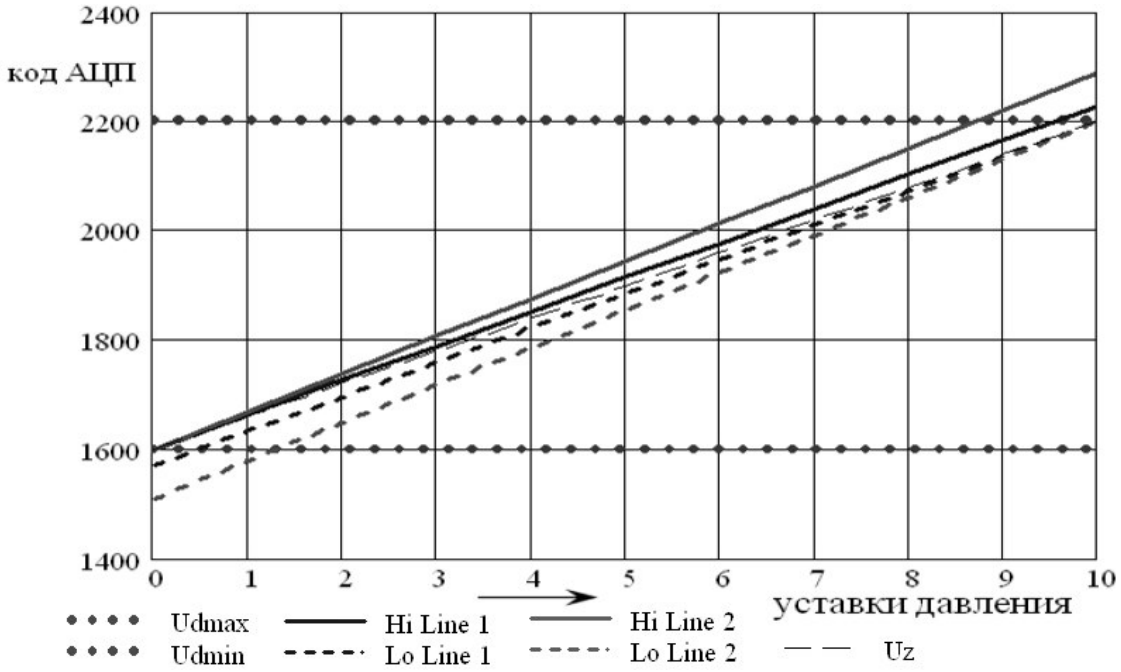


Рис. 12.37. Изменение границ переключения клапанов

13 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ АППАРАТОВ КОНТУРА ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Целью экспериментальных исследований является проверка теоретических предпосылок, положенных в основу проектирования разработанных аппаратов, проверка совместимости двухмагистрального защитного клапана и контура ЭПТП, а также оценка работоспособности усовершенствованного контура ЭПТП.

В ходе проведения экспериментальных исследований решались следующие задачи:

– Построение статических характеристик усовершенствованного контура ЭПТП.

– Определение времени срабатывания контура ЭПТП с двухмагистральным защитным клапаном.

– Определение эффективности аварийной тормозной системы ЭПТП.

– Определение эффективности торможения с использованием функции предварительного повышения давления воздуха в контуре ЭПТП.

Экспериментальные исследования проводились на измерительном комплексе ходовой лаборатории, смонтированной на шасси грузового автомобиля четвёртого класса ЗИЛ-431410 [249, 252].

13.1 Оборудование и измерительная аппаратура ходовой лаборатории

Ходовая лаборатория включает в себя базовый автомобиль, на котором стационарно размещается современный аналогово-цифровой измерительный комплекс, оснащённый различными датчиками (рис. 13.1).

Лаборатория позволяет оценить скоростные свойства автомобиля, эффективность его тормозной системы, динамические характеристики тормозного привода и топливную экономичность.

Отличительной особенностью ходовой лаборатории является возможность получения необходимой информации, как в табличном, так и в графическом виде. В режиме реального времени во время движения автомобиля можно следить не только за параметрами тормозной эффективности, но и за динамикой тормозного привода, изменением усилия

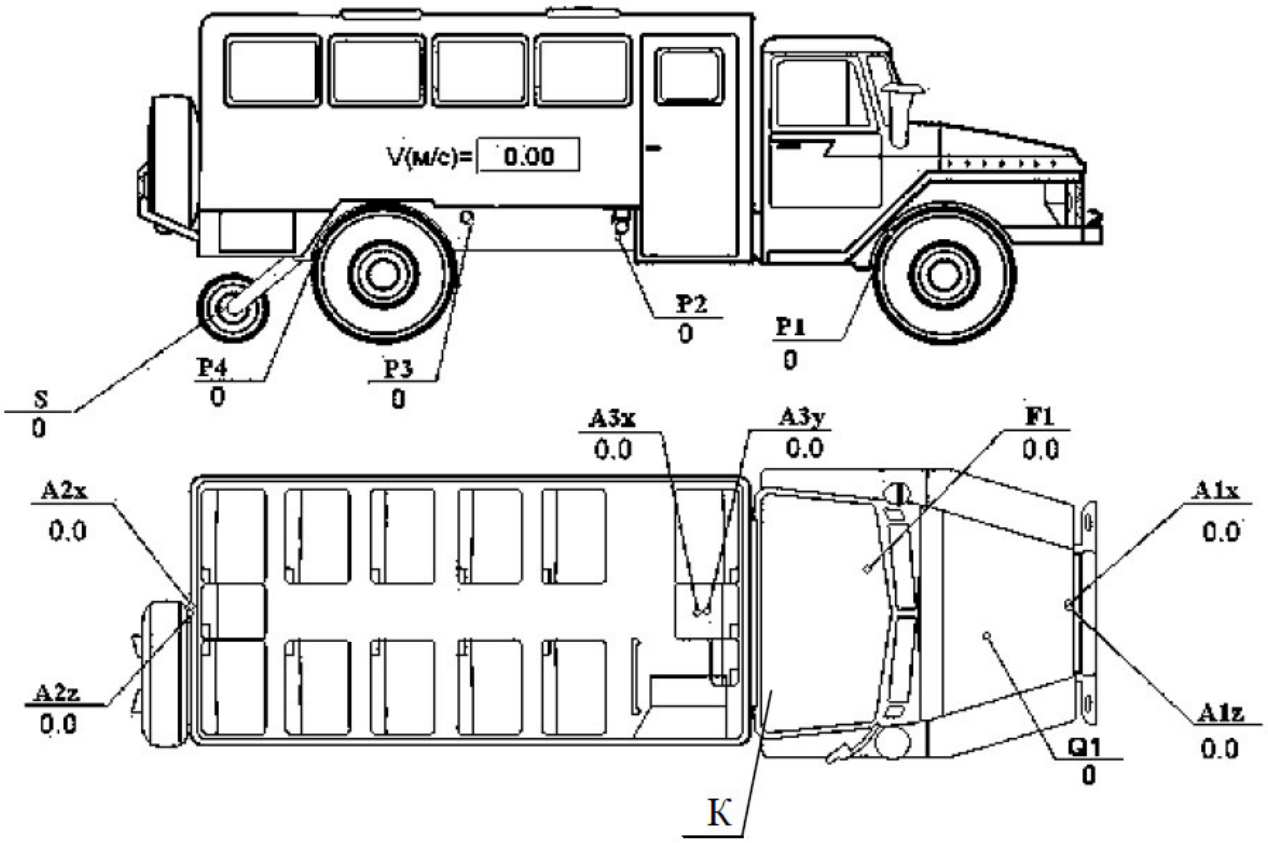


Рис. 13.1. Схема расположения измерительных устройств на ходовой лаборатории: S – прибор «пятое колесо»; P1-P4 – датчики давления; A1-A3 – двух-координатные датчики ускорения; F1 – датчик усилия на тормозной педали; Q1 – датчик расхода топлива; К – контроллер

на педали тормоза, изменением курсовой устойчивости и появлением возмущающих воздействий от неровностей дороги.

В состав измерительного комплекса входят: бортовой контроллер; прибор «пятое колесо»; датчики первичной информации; кабели связи; переносной компьютер (ноутбук).

Измерительный комплекс функционирует при температуре окружающего воздуха от минус 20 °С до плюс 45 °С и относительной влажности воздуха от 5 до 95 % без конденсации влаги. Электропитание аппаратуры осуществляется от бортовой сети автомобиля напряжением $11,4 \div 14$ В. Потребляемая мощность не более 20 Вт.

Бортовой контроллер выполняет следующие основные функции:

– автоматический опрос датчиков и первичную обработку полученной информации;

– обмен информацией с переносным компьютером по сети *Ethernet*;

– задание начала и окончания автоматического опроса датчиков;

– индикация технологических операций;

– хранение информации за установленный период испытаний.

Бортовой контроллер выполнен на базе микропроцессорной платы типа *CPU 686E* с процессором *Geode™ GX1/300* МГц и имеет 16-ти канальный модуль аналогового ввода-вывода *AI16-5A-2*. На передней панели бортового контроллера размещены: тумблер подачи питания от электрической бортовой сети автомобиля $12 \div 14$ В; кнопки управления процессом считывания информации с датчиков («Пуск», «Стоп» «Сброс результатов измерения»); два индикатора наличия вторичного (стабилизированного) питания ± 12 В и ± 5 В; двадцатьшесть контрольных индикаторов; разъем «*Ethernet*» для подключения бортового контроллера к переносному компьютеру. На задней панели бортового контроллера размещены разъемы для подключения датчиков к соответствующему каналу измерения. Устанавливается контроллер в салоне автомобиля (рис. 13.2).

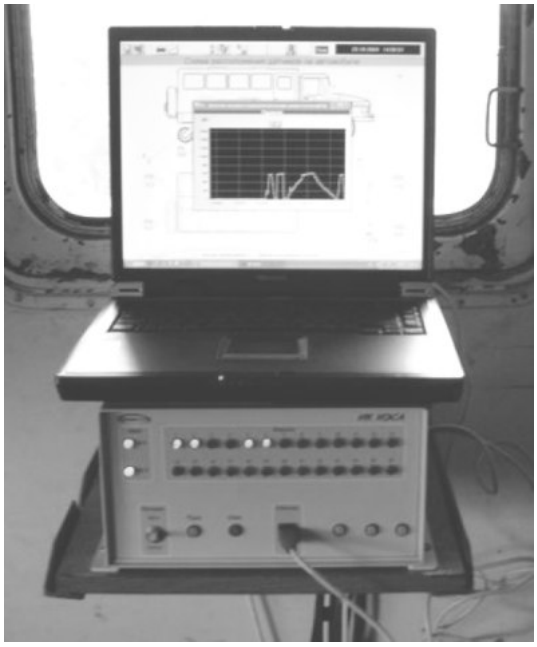


Рис. 13.2. Бортовой контроллер, подключенный к переносному компьютеру

Переносной компьютер со специальной программой, обеспечивает:

– ввод и коррекция настроечных коэффициентов измеряемых параметров;

– калибровку датчиков (акселерометров и тензометров);

– передачу введенной оператором информации в бортовой контроллер;

– выполнение расчетов по заданным функциям;

– построение отдельных графиков по каждой функции;

– построение тормозной диаграммы автомобиля;

– формирование и выдачу (по команде оператора) отчетов заданной формы;

– предоставление информации об измеренных и расчетных параметрах на мониторе в цифровом и графическом виде;

– хранение полученной в процессе испытаний информации.

Прибор «пятое колесо» служит для измерения пройденного пути, скорости и ускорения (замедления) автомобиля.

Прибор «пятое колесо» состоит из следующих основных элементов: колесо *1*, рычаг *2*, амортизатор *3*, карданный шарнир *4*, кронштейн *5*, верхний сферический шарнир *6*, чашка *7*, пружина *8*, вилка *9*, датчик *10* (рис. 13.3).

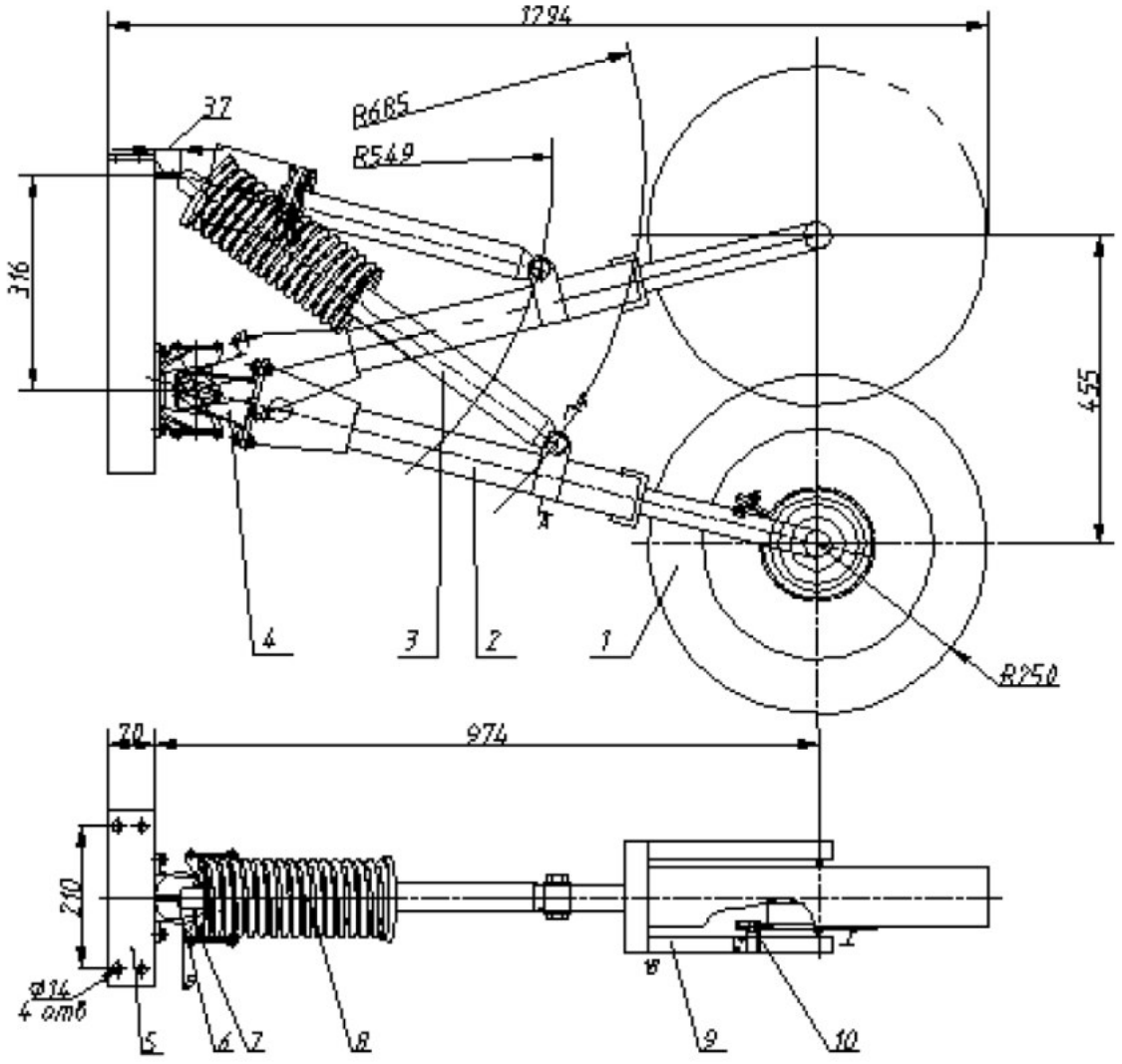


Рис. 13.3. Прибор «пятое колесо»

Датчик *10* включает в себя зубчатый диск, закрепленный на оси колеса *1*, и катушку индуктивности, установленную неподвижно на вилке *9*.

При совместном вращении колеса *1* и зубчатого диска в катушке индуктивности наводится импульсная ЭДС, частота которой пропорциональна угловой скорости колеса и числу зубьев диска (в используемом датчике – 60 зубьев).

В измерительной системе используются следующие датчики:

– датчик измерения усилия, прикладываемого к педали тормоза;

– датчик измерения расхода топлива;

– три датчика измерения ускорений по двум координатам;

– четыре датчика измерения давления в ПТП.

Измерение усилия на тормозную педаль производится с помощью тензометрического датчика усилия типа AG фирмы *SCAME* (рис. 13.4), Принцип действия датчика следующий: под действием усилия, прилагаемого на тормозную педаль, мембрана датчика прогибается, тензометрические резисторы меняют свое сопротивление, что приводит к разбалансу моста, пропорционально измеряемому усилию.

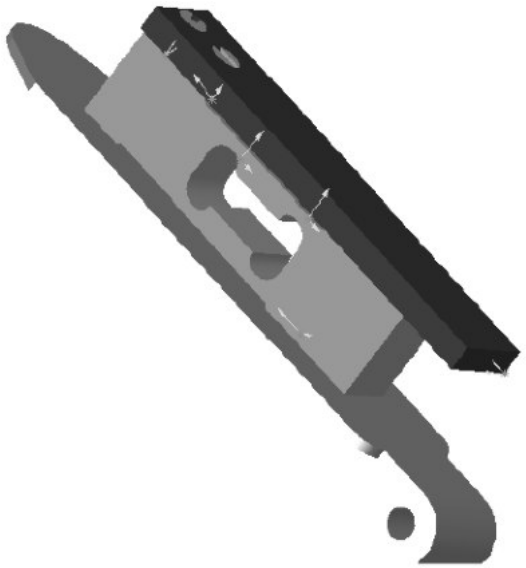


Рис. 13.4. Датчик усилия, установленный на педали тормоза

Техническая характеристика датчика обеспечивает необходимый диапазон измерения усилия от $0,5$ до 1000 Н при заданных условиях (табл. 13.1).

Таблица 13.1

Технические характеристики датчика усилия

Параметры датчика усилия	Значения
Комбинированная ошибка	0,017%
Входное сопротивление	410 ± 15 Ом
Выходное сопротивление	350 ± 5 Ом
Чувствительность	2±10% мВ/В
Температурный диапазон эксплуатации	-20 … +60°C
Класс защиты	IP63
Материал конструкции	Алюминий

Датчик расхода топлива преобразует объемный расход топлива в электрические импульсы. Принцип действия датчика основан на эффекте Холла. За один оборот турбины датчика вырабатывается один импульс, 500 импульсов соответствуют прохождению через датчик *1* литра топлива при заданных характеристиках (табл. 13.2) Датчик подключается к топливной магистрали.

Таблица 13.2

Технические характеристики датчика расхода топлива

Параметры датчика расхода топлива	Значения
Номинальное напряжение питания	12 В
Номинальный коэффициент преобразования	500 имп/л
Температурный диапазон эксплуатации	-40…+60°C
Максимальный потребляемый ток, не более	50мА
Измеряемый расход топлива	0,7…30 л/час
Длина линии связи от датчика до контроллера, не более	10м

Для измерения величины ускорения используются датчики *ADXL210/AQC* фирмы *Analog Devices*. Это 2-х координатные датчики с пределом измерений $\pm 10g$ (g – ускорение свободного падения) и цифровым выходом в формате широтно-импульсной модуляции. Датчики размещаются на специальной плате с усилителем и помещены в пластмассовый корпус (рис. 13.5).

Температурный диапазон эксплуатации датчиков от минус 40 до плюс 85 °C, чувствительность относительно g – $3,2 \div 4,8$ %. Установлены датчики на передней и задней оси автомобиля, и один датчик крепится к кузову вблизи центра масс.

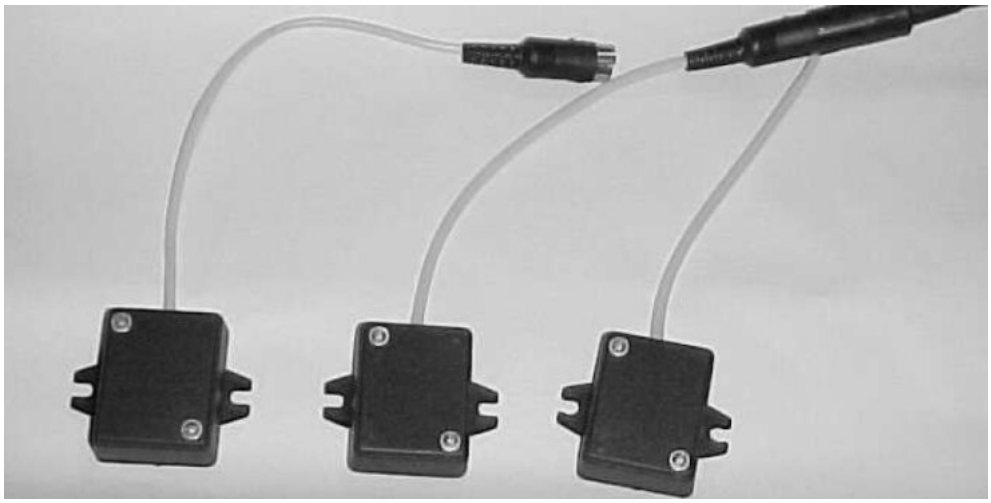


Рис. 13.5. Датчики ускорения

Измерение давления воздуха в тормозных магистралях производится с помощью тензопреобразователей серии *MD11-V* (рис. 13.6). Принцип действия датчика: под действием давления измеряемой среды, сапфиро-титановая мембрана датчика прогибается, тензорезисторы меняют свое сопротивление, что приводит к разбалансу моста. Разбаланс моста пропорционален измеряемому давлению. Технические характеристики датчика (табл. 13.3) полностью удовлетворяют условиям проведения тормозных испытаний.

Таблица 13.3

Технические характеристики датчика давления

Параметры датчика давления	Значения
Диапазон измерения	0…1,6 МПа
Напряжение питания	4…12В
Сопротивление моста	2,5±0,5 кОм
Нелинейность (относительно U пит)	±0,2 %
Диапазон выходного сигнала	100…200 мВ
Начальное значение выходного сигнала	±15 мВ
Температурный диапазон эксплуатации	-50…+125°С

В ходе проведения экспериментальных исследований датчики устанавливались в тормозные камеры передней и задней оси, в усилительную полость модулятора, в проточную полость модулятора, а также в трубопроводы за модулятором и перед ним.

Измерительная система ходовой лаборатории имеет три режима работы. Первый режим - просмотр текущей информации и настройки каналов, второй - запись информации, третий - передача записанной информации с контроллера на переносной компьютер.

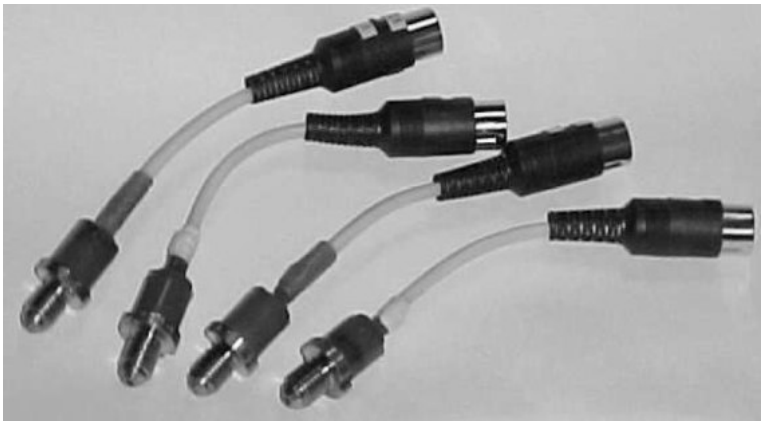


Рис. 13.6. Датчики давления

При просмотре текущей информации оператор убеждается в работоспособности измерительных каналов, проверяет и при необходимости осуществляет настройку каналов. В этом режиме к контроллеру должен быть подключен переносной компьютер.

В режиме записи вся текущая информация поступает от датчиков одновременно по всем включенным каналам к контроллеру, который способен непрерывно запоминать ее с частотой 100 Гц в течении 23 мин. В ходе записи первичной информации переносной компьютер автоматически отключается от контроллера.

В завершающей стадии измерений с помощью переносного компьютера, на котором установлена специальная прикладная программа, информация считывается с контроллера.

Настройка аналоговых сигналов тензометрических каналов измерения выполняется при помощи прикладной программы с персонального компьютера или ноутбука. В разделе программы «установки аналоговых параметров» (рис. 13.7) выбирают условное обозначение настраиваемого сигнала, название которого отображается в нижней части окна, а текущие характеристики в правой части окна.

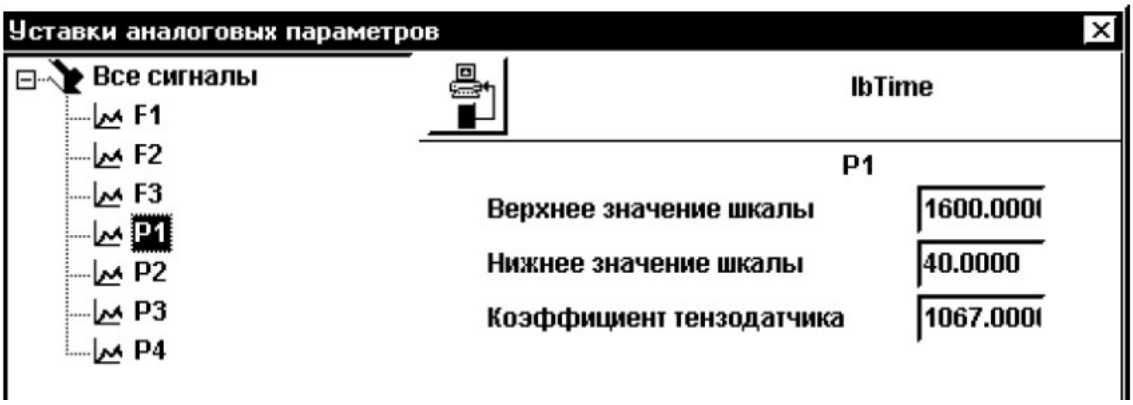


Рис. 13.7. Дополнительное меню настройки аналоговых параметров

При помощи тарировочных устройств (образцового манометра и эталонной массы) определяют необходимые значения коэффициентов преобразования тензодатчиков и изменяют необходимые параметры. После ввода значений коэффициентов преобразования изменения отображаются на графиках в реальном времени.

Настройка частотных измерительных каналов: ускорения, расхода топлива, пройденного пути, аналогичным образом производится в дополнительном меню.

В процессе настройки электронный датчик ускорения устанавливают в строго вертикальном положении, при котором действует ускорение величиной в $1g$.

Затем нажимают кнопку с изображением калькулятора для автоматизированного расчета калибровочного коэффициента и заносят его в память контроллера.

Для настройки канала пройденного пути выезжают на мерный участок дороги длиной не менее 200 м. Включают аппаратуру и записывают прохождение мерного участка. Проверяют записанные измерения. В случае несоответствия измеренного пути мерному участку более чем на 1 % с клавиатуры компьютера необходимо ввести новое значение радиуса колеса (рис. 13.8) и нажать «*Enter*».

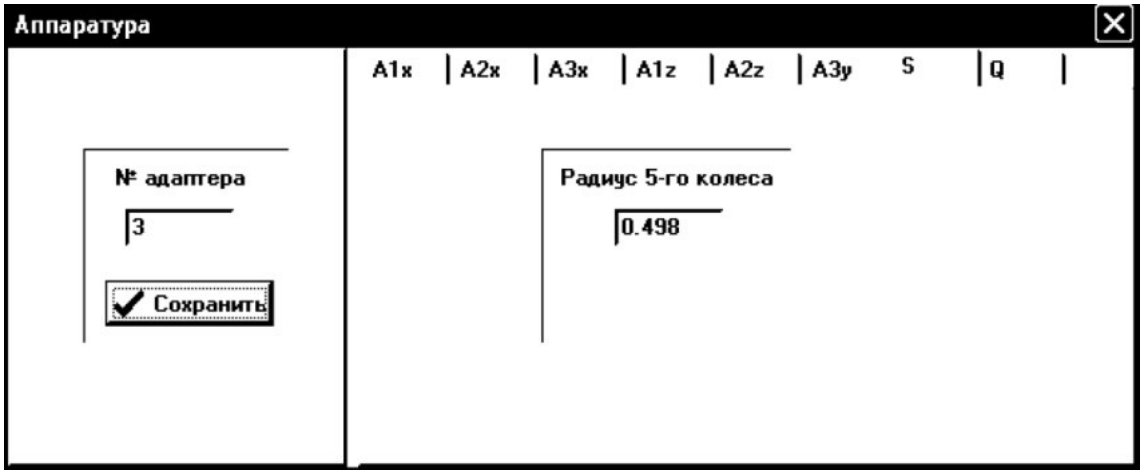


Рис. 13.8. Настройка измерительного канала пройденного пути

В соответствии с существующими требованиями [3, 5] критериями оценки эффективности рабочей тормозной системы при дорожных испытаниях АТС категорий M и N являются тормозной путь и установившееся замедление. Тормозной путь – это расстояние, которое автомобиль проходит от начала до конца торможения, то есть от момента касания водителем педали тормоза до момента остановки автомобиля.

Установившееся замедление – это средняя величина замедления автомобиля за время установившейся фазы торможения, то есть от момента прекращения роста замедления автомобиля до конца торможения.

Согласно стандарту [7] тормозной путь и установившееся замедление автомобиля должны определяться по тормозной диаграмме. Тормозная диаграмма отображает функцию замедления автомобиля на интервале времени от начала до конца торможения (рис. 13.9).

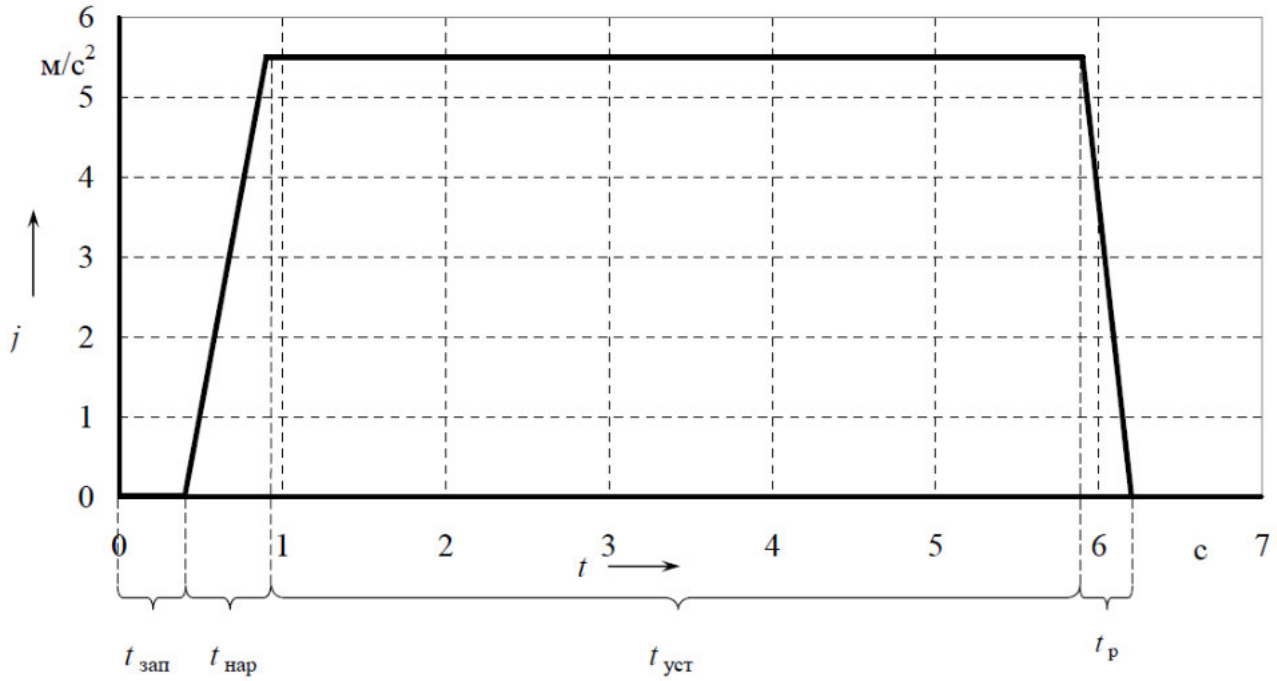


Рис. 13.9. Тормозная диаграмма: $t_{зап}$ – время запаздывания торможения; $t_{нар}$ – время нарастания замедления; $t_{уст}$ – время установившегося замедления; $t_р$ – время растормаживания; $j_{уст}$ – установившееся замедление

Время запаздывания торможения – это интервал времени от начала торможения до момента, когда появляется замедление автомобиля. Время нарастания замедления – это интервал времени от момента, когда появляется замедление автомобиля под действием тормозных сил до момента, при котором замедление становится постоянным. Время установившегося торможения – это интервал времени, на котором замедление автомобиля постоянно.

Ходовая лаборатория кафедры автомобилей ХНАДУ позволяет оценить эффективность тормозной системы автомобиля двумя различными способами – с помощью прибора «пятое колесо» и посредством измерения замедления автомобиля электронным датчиком ускорения.

При использовании прибора «пятое колесо» тормозной путь автомобиля определяется компьютером непосредственно путем подсчета

импульсов от датчика оборотов колеса. Один импульс датчика соответствует $0,026$ м пройденного пути.

В случае использования датчика ускорения тормозной путь определяется расчетным путем автоматически согласно математической модели

$$S_T = (t_{\text{зап}} + 0,5 \cdot t_{\text{нар}}) \cdot V_H + \frac{V_H^2}{2 \cdot j_{\text{уст}}}. \tag{13.1}$$

где $t_{\text{зап}}$ – время запаздывания торможения, с;

$t_{\text{нар}}$ – время нарастания замедления, с;

V_H – начальная скорость автомобиля, м/с;

$j_{\text{уст}}$ – установившееся замедление, м/с^2.

13.2 Экспериментальные исследования электропневматического тормозного привода

В ходе экспериментальных исследований были определены несколько рабочих характеристик тормозного привода на неподвижном автомобиле. Эти характеристики позволят оценить эффективность усовершенствований, внесённых в конструкцию аппаратов и алгоритм управления контуром ЭПТП.

Расходная характеристика – определялась путём многократного, резкого нажатия на тормозную педаль при отключенном компрессоре (рис. 13.10). Многократное, плавное нажатие на тормозную педаль, обеспечивающее не монотонное наполнение тормозных камер характеризует дополнительные потери давления, связанные с работой усилительных полостей и переключения клапанов модулятора на сброс давления в результате перерегулирования. В обоих вариантах определения расходной характеристики падение давления в ресивере находилось в допустимых пределах.

Экспериментальный контур ЭПТП способен регулировать давление в тормозной камере вплоть до падения избыточного давления в ресивере до $1,5$ атм.

При этом обеспечивается 46 полных срабатываний тормозного контура. Применение в алгоритме управления «времени выравнивания давления» блокирует работу выпускной мембраны. Это позволяет не только увеличить точность регулирования, но и снизить расход рабочего тела. В сравнении с приводом, работающим с открытием выпускного клапана при перерегулировании, усовершенствованный алгоритм снижает

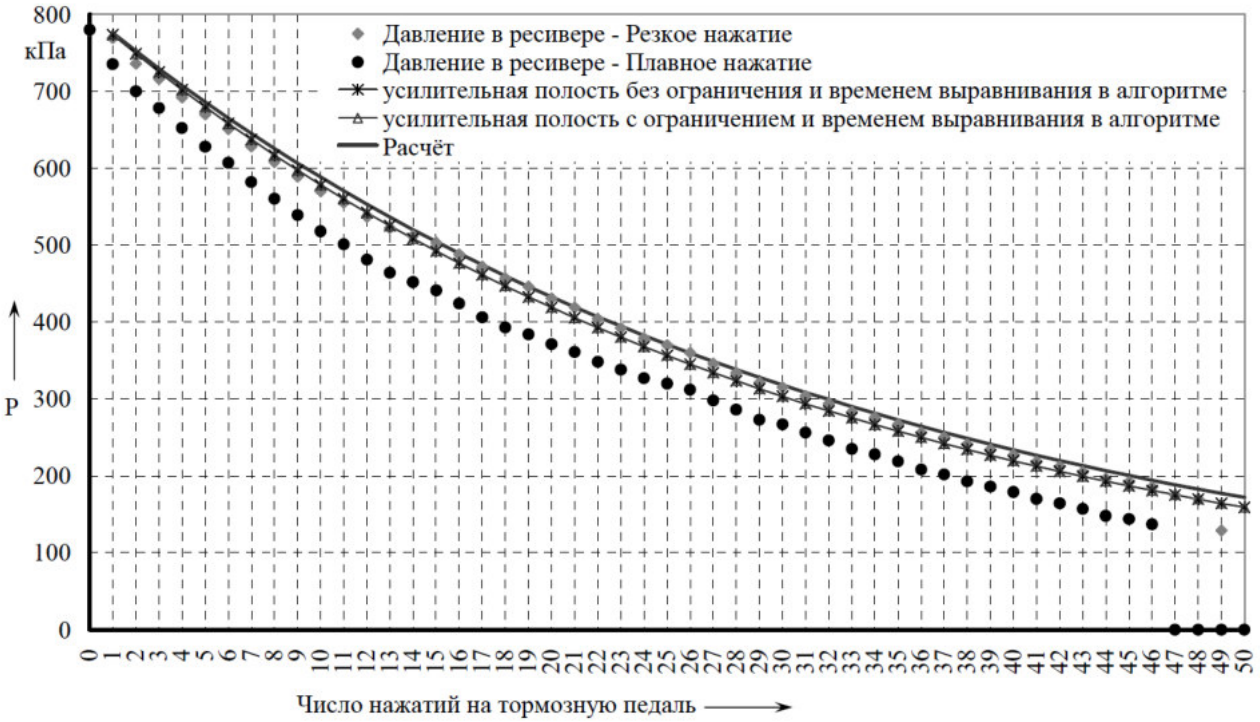


Рис. 13.10. Расходная характеристика ЭПТП при отключенном источнике питания сжатого воздуха

расход запасов воздуха в ресивере на $4,6 \div 7,7$ % при отключенном источнике сжатого воздуха и плавном перемещении педали тормоза.

Динамическая характеристика – определялась при резком нажатии и отпускании педали тормоза. Сравнительный анализ наполнения и опорожнения тормозных камер с ЭПТП и ПТП (рис. 13.11 и рис. 13.13) показывает увеличение быстродействия на $0,1$ с для впуска и $0,15$ с для выпуска воздуха из тормозных камер.

При начальной скорости торможения 60 км/ч такое увеличение быстродействия даёт сокращение тормозного пути на $1,5$ м. Это происходит за счёт более быстрого приведения в действие тормозных механизмов пока скорость движения АТС велика и эффект от уменьшения времени срабатывания наиболее значителен. Дополнительным резервом сокращения тормозного пути является предварительное приведение тормозных механизмов в рабочее положение после перемещения штока тормозной камеры и выборки зазоров тормозного механизма.

Применение предварительного наполнения тормозной камеры для приведения в действие тормозного механизма на стадии касания педали тормоза позволяет увеличить быстродействие дополнительно на $0,03$ с (см. рис. 13.11) без увеличения темпа нарастания замедления. Такое повышение давления позволяет сократить тормозной путь во время эк-

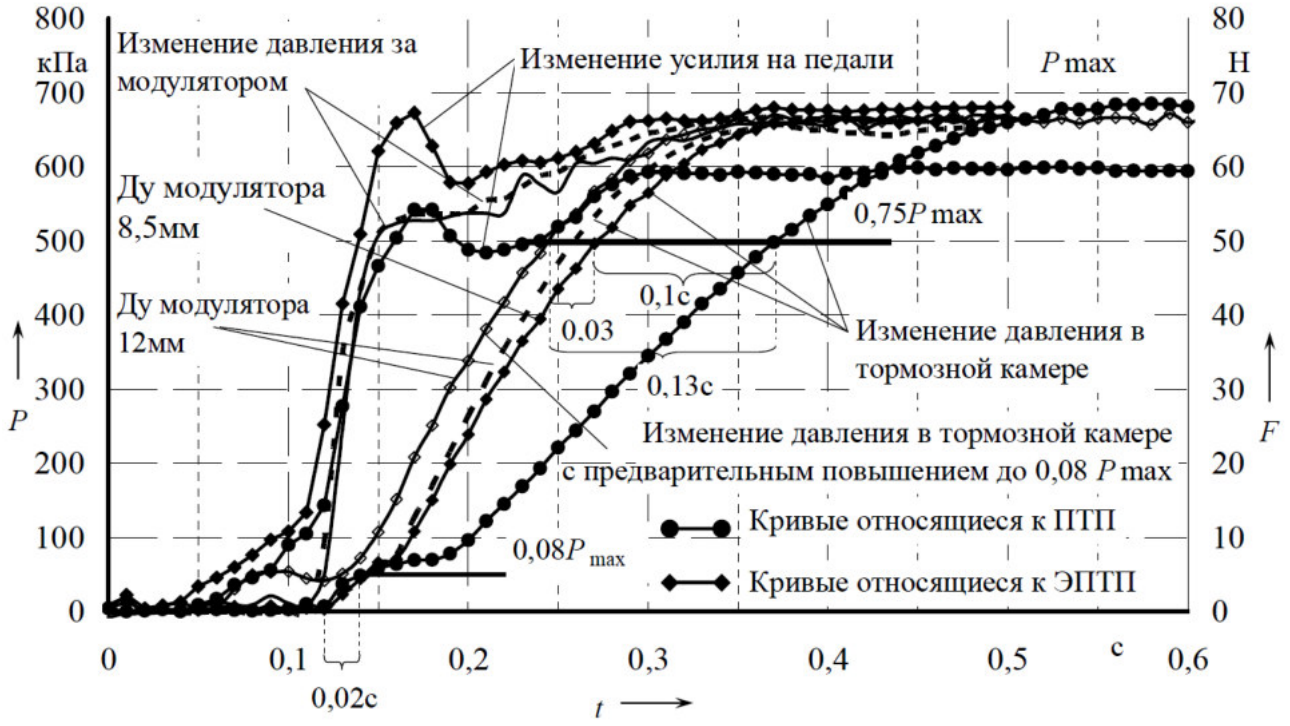


Рис. 13.11. Динамика наполнения тормозных камер задней оси ЭПТП и ПТП

стренного торможения дополнительно на $0,5$ м при начальной скорости торможения 60 км/ч. Таким образом, суммарное уменьшение тормозного пути составляет 2 м (в процентном отношении такое сокращение тормозного пути, в сравнении с серийным образцом, составило $8,4$ %), что является значительным улучшением для одиночного АТС.

Во время дорожных испытаний проводились замеры тормозного пути для трёх вариантов тормозного привода (рис. 13.12):

– пневматический тормозной привод – ПТП;

– электропневматический тормозной привод – ЭПТП вар. №1;

– электропневматический тормозной привод с предварительным повышением давления в тормозной камере – ЭПТП вар. №2.

Расхождение расчетных и эксперементальных данных объясняется тем, что при расчёте по формуле (13.1) тормозной путь определялся для автомобиля с одинаковыми контурами на передней и задней оси. На практике при проведении испытаний торможение передней осью осуществлялось ПТП, а задней ЭПТП. Для определения эффективности усовершенствованных тормозных систем их три варианта сравнивались друг с другом. Погрешность в определении разницы тормозного пути (рис. 13.12), определённой для каждой пары данных теоретически по формуле (13.1) и экспериментально, составляет от 3 до 30 % в зависимости от начальной скорости торможения.

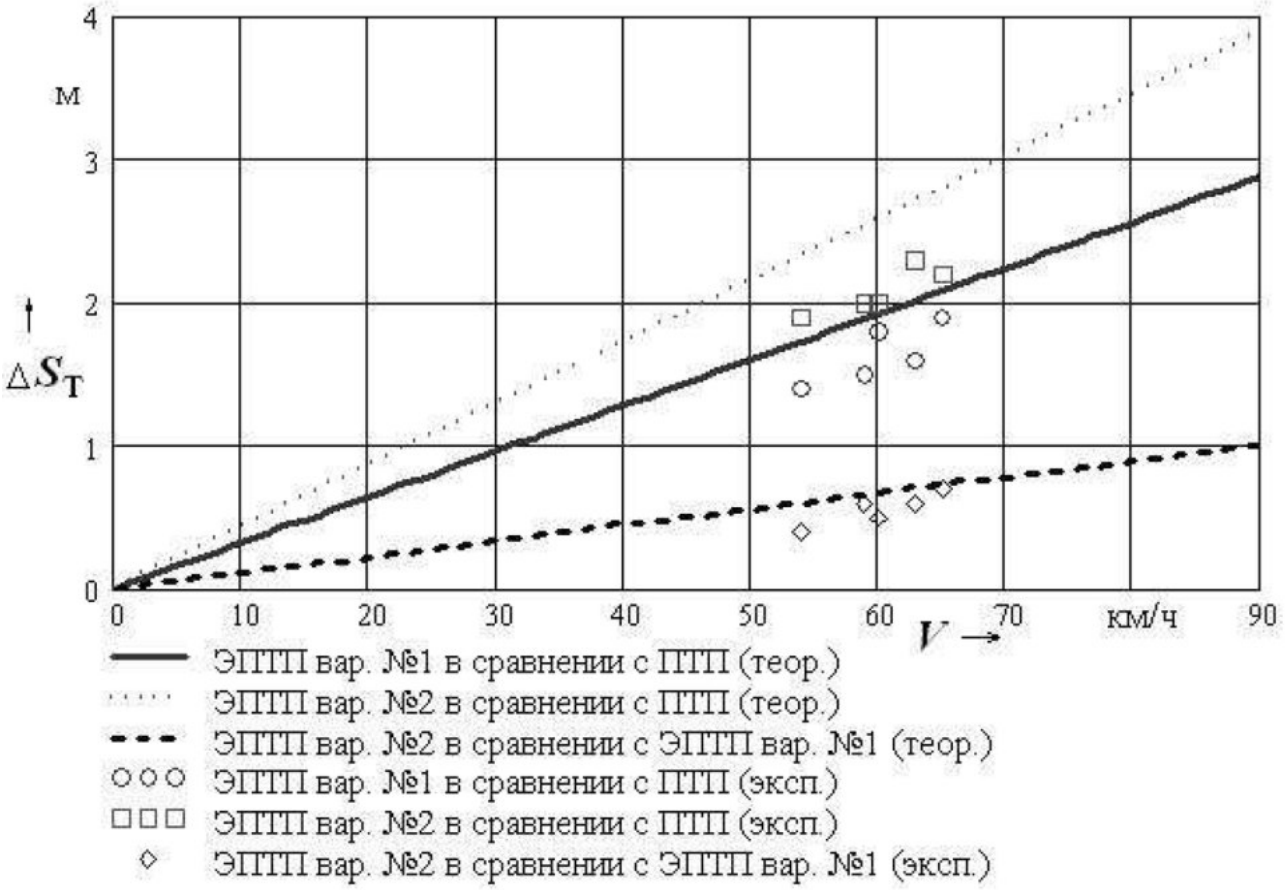


Рис. 13.12. Разница тормозного пути для различных вариантов привода

Статическая характеристика – представляет собой зависимость давления в тормозной камере от перемещения педали тормоза (рис. 13.14 и рис. 13.15). Статическая характеристика ЭПТП представляет собой площадь, ограниченную кривыми, в которой находятся ступени изменения давления, определяющие точность регулирования [37, 254].

Статическая характеристика определяется при темпе перемещения тормозной педали, обеспечивающем максимальную точность регулирования. Для двух экспериментальных образцов ЭПТП минимальное время перемещения педали составляло: $1,62$ с – при использовании модулятора с двумя впускными электромагнитными клапанами и ограничением давления в усилительной полости; $1,8$ с – при использовании модулятора с одним впускным электромагнитным клапаном и ограничением давления в усилительной полости.

В сравнении со статическими характеристиками полученными при поисковом эксперименте (рис. 10.15 и рис. 13.12) характеристики, полученные после усовершенствования модулятора (рис. 13.14 и рис. 13.15), обеспечивают улучшение точности регулирования на $7,4 \div 13,9$ %. На рис. 13.15 виден процесс предварительного повышения давления до ве-

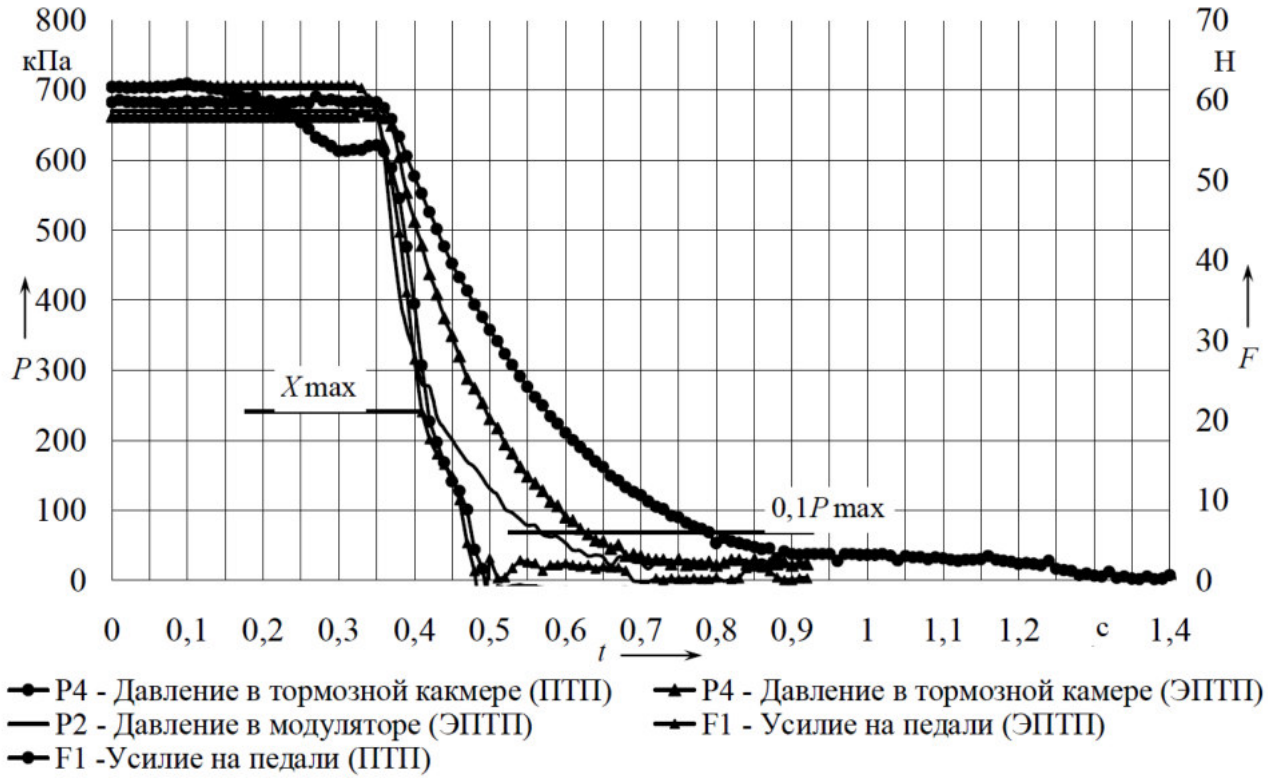


Рис. 13.13. Динамика опорожнения тормозных камер задней оси ЭПТП и ПТП

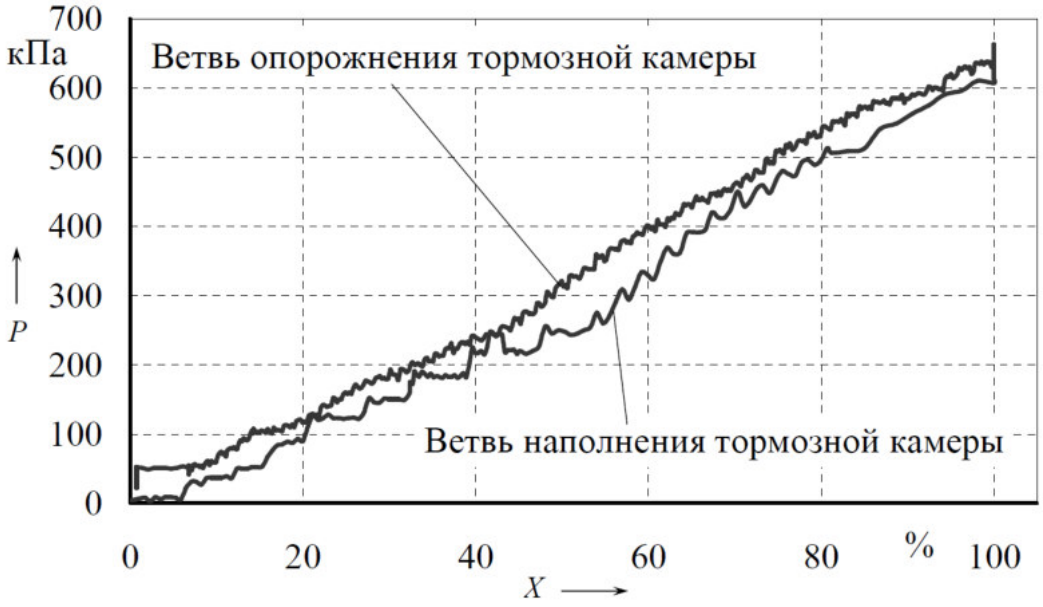


Рис. 13.14. Статическая характеристика ЭПТП при комбинированном алгоритме регулирования с модулятором имеющим один электромагнитный клапан для управления впускной мембраной

личины $0,05$ МПа при 2 % перемещения педали тормоза. Переходной процесс, зафиксированный во время снятия одной из статических характеристик (рис. 13.16), отражает изменения давления в полости модулятора во время работы электромагнитного клапана в режиме ШИМ.

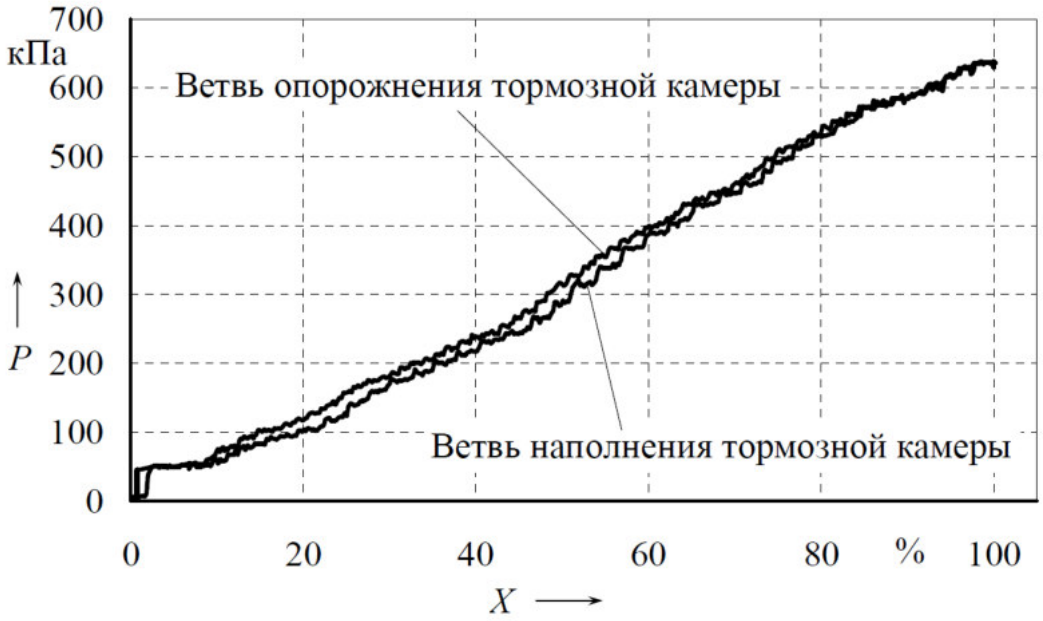


Рис. 13.15. Статическая характеристика ЭПТП при комбинированном алгоритме регулирования с модулятором имеющим два электромагнитных клапана для управления впускной мембраной

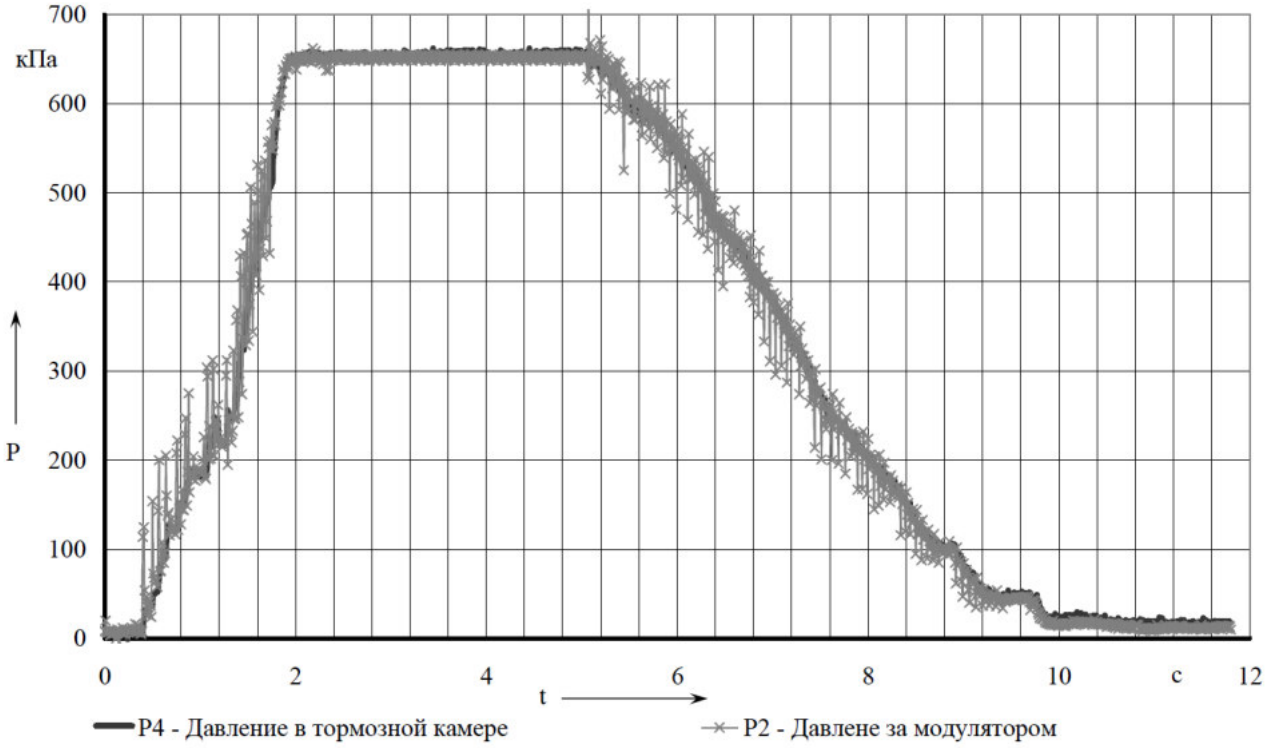


Рис. 13.16. Переходной процесс во время определения статической характеристики ЭПТП

13.3 Работа контура аварийной тормозной системы с двухмагистральным защитным клапаном

Оценка работоспособности разработанного двухмагистального защитного клапана (рис. 13.17) проводилась при стендовых и дорожных испытаниях в составе контура аварийной тормозной системы ЭПТП. При проведении исследований определялись его быстродействие, минимальное давление, при котором клапан удерживает защитный контур в закрытом состоянии, а также время приведения защитного контура в действие.



Рис. 13.17. Двухмагистральный защитный клапан

Для определения времени срабатывания по динамической характеристике клапана была проведена серия заполнений тормозной камеры через защитный клапан и без него при резком нажатии на педаль тормоза.

Проведенные испытания показали, что защитный клапан практически не оказывает влияния на время наполнения тормозной камеры, что согласуется с расчётными данными. Разница во времени при наполнении тормозной камеры с защитным клапаном и без него лежит в пределах $0,01 \div 0,025$ с. Общее время срабатывания ЭПТП от момента нажатия на педаль тормоза и до наполнения 75 % максимального давления тормозной камеры составляет $0,28 \div 0,3$ с, а время растормаживания тормозной камеры $0,33 \div 0,35$ с (рис. 13.18)

Оценка работы двухмагистрального защитного клапана при циклическом изменении давления в контуре показала хорошие результаты. Давление в контуре циклически повышалось до $0,08$ МПа только при его полном опорожнении (рис. 13.19). В этот момент в контур попадал воздух из резервной ветви в результате частичного открытия клапана с нулевой активной площадью.

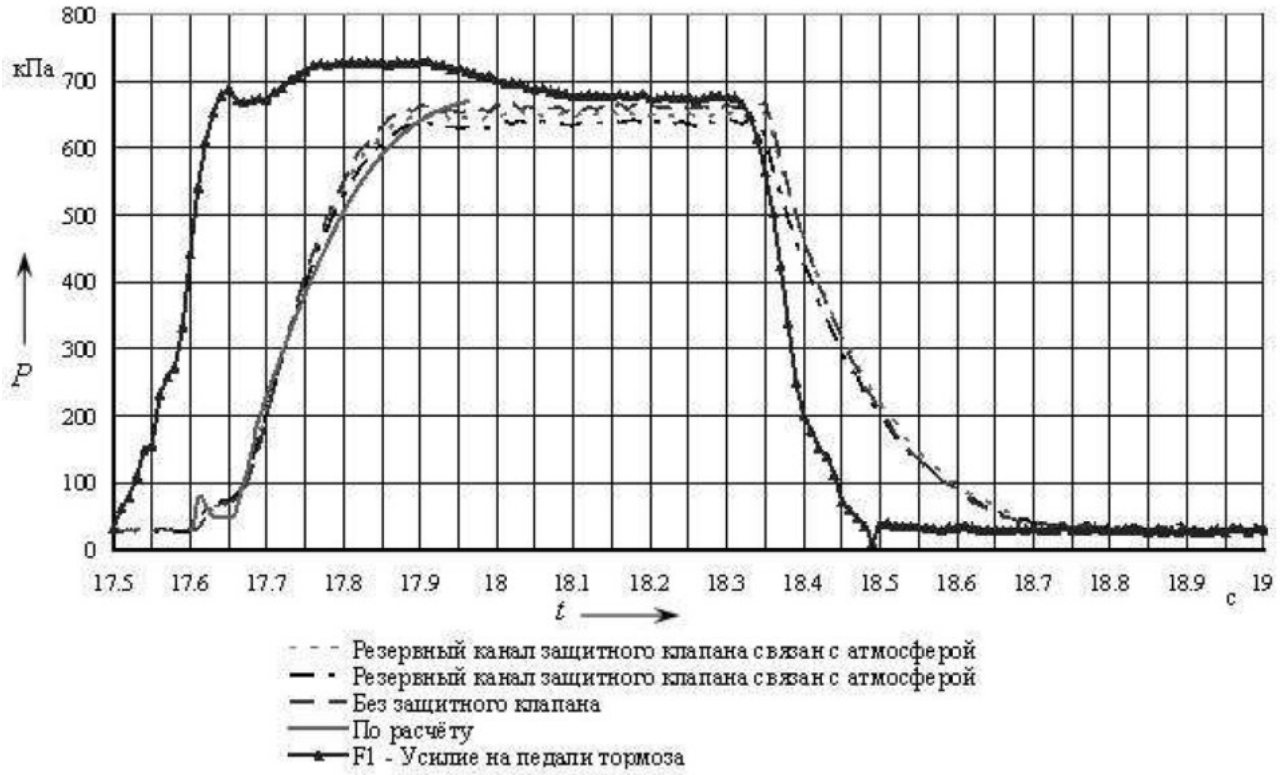


Рис. 13.18. Динамическая характеристика ЭПТП с защитным клапаном

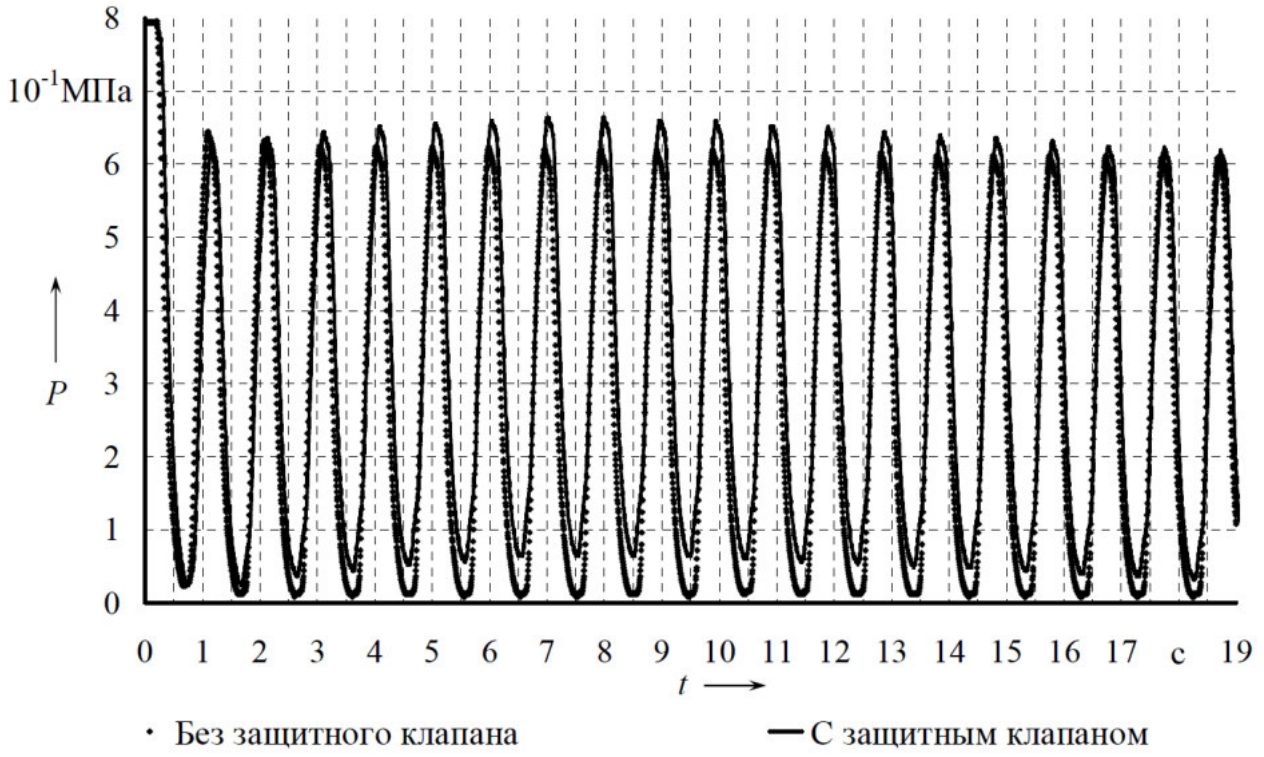


Рис. 13.19. Переходной процесс изменения давления в тормозной камере в циклическом режиме работы контура ЭПТП

Минимальное давление, при котором защитный клапан удерживает закрытым контур аварийной тормозной системы определяет минимальный уровень давления в контуре рабочей тормозной системы, обеспе-

чивающий нормальную работу АБС. Во время испытаний защитного клапана было зафиксировано значение давления, при котором клапан оставался закрытым, равное $0,02$ МПа. Значение этого давления определялось следующим образом. При помощи модулятора осуществлялся плавный выпуск воздуха из тормозной камеры. Контур аварийной тормозной системы постоянно находился под максимальным давлением. После того, как давление в рабочей тормозной системе достигало значения $0,02$ МПа, обратный клапан закрывался, а защитный клапан открывался. После открытия защитного клапана тормозная камера заполнялась воздухом из контура аварийной тормозной системы.

Совместимость двухмагистрального защитного клапана с контуром ЭПТП обеспечивается гарантированным закрытием защитного клапана до нарастания давления в контуре аварийной тормозной системы. Для установления этого факта в контуре аварийной тормозной системы был установлен датчик давления. На рис. 13.20 видно, что давление в контуре рабочей тормозной системы ЭПТП нарастет быстрее, чем давление в контуре аварийной тормозной системы. Двухмагистральный защитный клапан сработает ещё с большим опережением при использовании алгоритма с предварительным повышением давления в тормозной камере.

Аварийная характеристика контура ЭПТП (рис. 13.21) представляет собой изменение давления в тормозной камере при неисправности какого-либо элемента тормозного привода. Для имитации аварийной ситуации в ЭБУ была запрограммирована тестовая программа. Работа программы имитировала неисправность, эквивалентную выходу из строя любого из электромагнитов или пропаданию напряжения в бортовой сети. В процессе торможения ЭБУ, программным способом, переводил модулятор в режим опорожнения тормозных камер после достижения максимального давления воздуха. Тормозная педаль оставалась нажатой, за счёт чего давление в контуре аварийной тормозной системы поддерживалось на заданном водителем уровне.

После падения давления в тормозной камере до минимального давления $0,02$ МПа защитный клапан переключался в режим работы аварийной тормозной системы и тормозные камеры начинали заполняться из контура аварийной тормозной системы. В целях безопасности, торможение передней осью осуществлялось контуром ПТП, давление в котором изменялось синхронно с давлением в контуре аварийной тормозной системы ЭПТП.

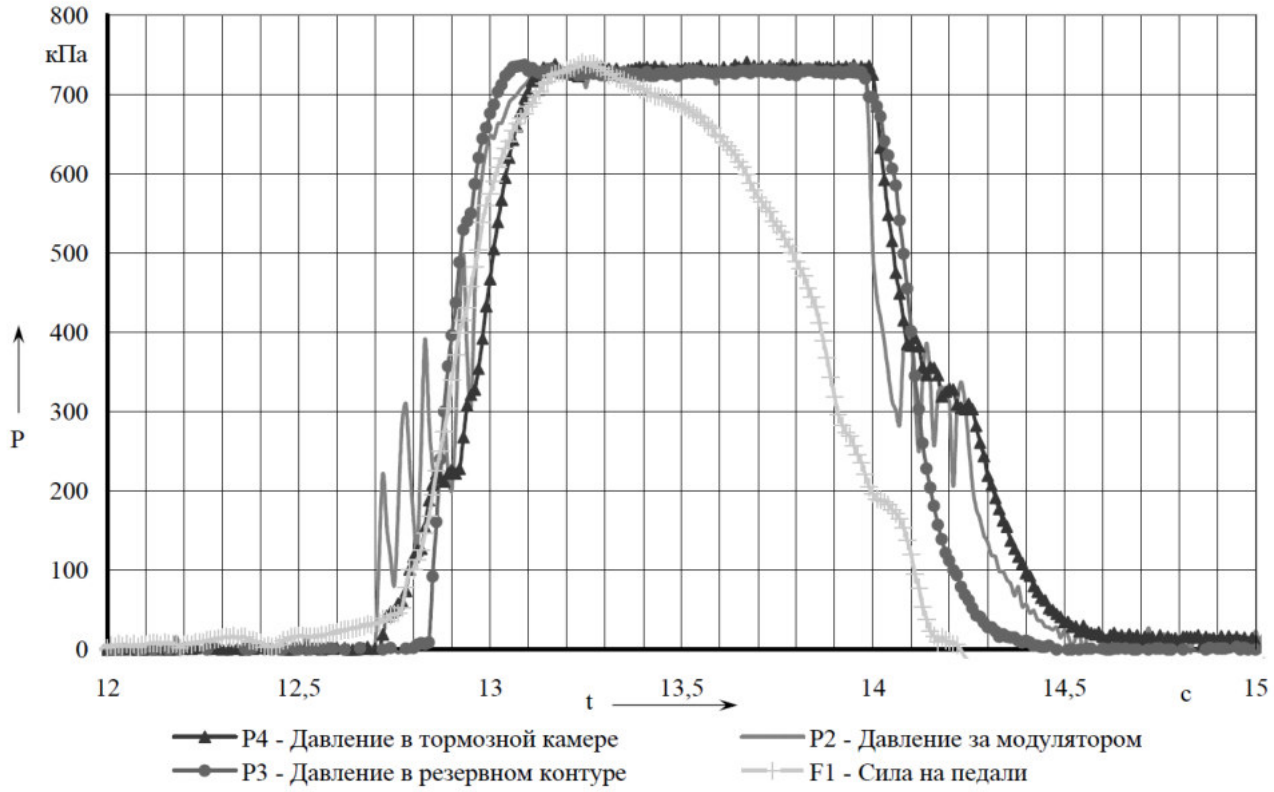


Рис. 13.20. Переходной процесс изменения давления в контуре аварийной тормозной системы при исправном контуре рабочей тормозной системы ЭПТП

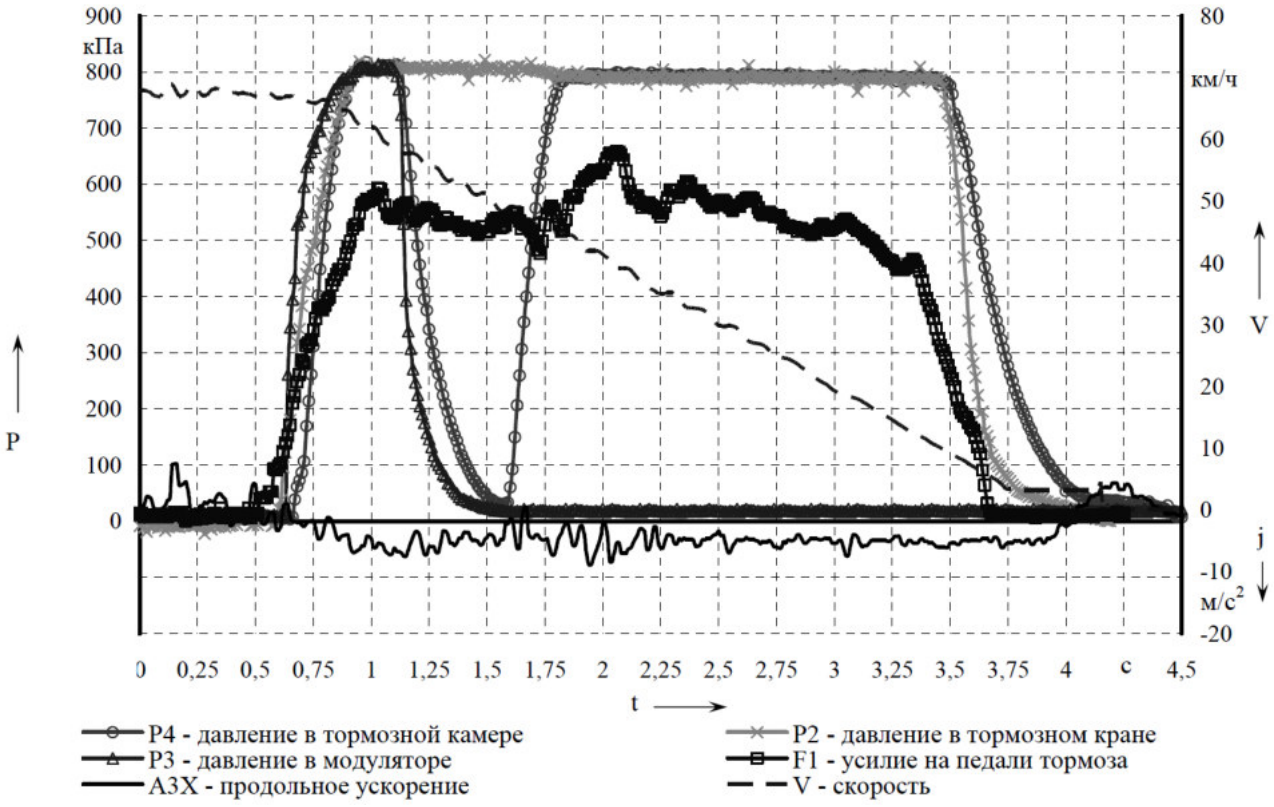


Рис. 13.21. Переходной процесс изменения давления в тормозной камере при имитации выхода из строя рабочей тормозной системы

Литература

1. Regulation №13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: on condition 30.09.2010 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2010. – 257p.

2. Угода про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, підписаною 20 березня 1958 року в м. Женева, з поправками 1995 року, приєднання до якої здійснено згідно з Законом України від 10.02.2000 р. №1448–III (Женевська Угода 1958 року).

3. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії M, N і O стосовно гальмування. (Правила ЄЕК ООН №13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 – [Чинний від 25.12.2002]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2002. – 324 с. – (Національний стандарт України).

4. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Техниченские требования: ГОСТ 4364-81. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 12 с. – (Заменен в Украине на ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 для транспортных средств, проектирование которых началось после 01.01.2003 г.).

5. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: ГОСТ 22895-77*. – М.: Изд-во стандартов, 19 – 20 с. – (Заменен в Украине на ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 для транспортных средств, проектирование которых началось после 01.01.2003 г.).

6. Камеры тормозные пневматических приводов к тормозам автотранспортных средств. Основные типы, параметры и размеры.: ОСТ 37.001.228 – 80. — М.: Минавтопром, 1980. — 32 с.

7. Тормозные свойства транспортных средств. Методы испытаний.: ОСТ 37.001.067-86. — М.: Минавтопром, 1986. — 62 с.

8. Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення.: ДСТУ 2919-94. – [Чинний від 01.01.1996]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 1995. – 26 с. – (Національний стандарт України).

9. Засоби транспортні дорожні. Типи. Терміни та визначення.: ДСТУ 2984-95. – [Чинний від 01.01.1996]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 1995. – 22 с. – (Національний стандарт України).

10. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю.: ДСТУ 3649-97. – [Чинний від 01.01.1999]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 1997. – 46 с. – (Національний стандарт України).

11. Компании WABCO Vehicle Control Systems (NYSE: WBC). [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. – Режим доступа к сайту:
http://www.wabco-auto.com/nc/ru/domashnjaja stranica wabco.

12. Компания Haldex. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. Режим доступа к сайту.:
http://www.haldex.com/en/GLOBAL/About-Haldex/Fact-Facts/.

13. Коммерческая группа Bendix Commercial Vehicle Systems. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. – Режим доступа к сайту.:
http://www.bendix.com/en/index.jsp.

14. Концерн Knorr-Bremse AG. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. – Режим доступа к сайту.:
http://www.knorr-bremsecvs.com/ru/index.jsp.

15. Чередніченко Л. В. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку / Л.В. Чередніченко, Т.В. Юрченко, Л.А. Гринь. — К.: ДП «Державтотранс НДІпроект», 2005. — 275 с.

16. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения: Правила

ЕЭК ООН №13 (09). Пересмотр 5. – [Введён в действие с 2006-01-01]. – Минск: Госстандарт Беларуси, 2005. – 300 с. (Международный стандарт).

17. Иванов В.Г. Теоретические основы доэкстремального управления активной безопасностью при торможении автомобиля: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Валентин Георгиевич Иванов. — Минск, 2005. — 377 с.

18. Леонтьев Д.Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий M_3 и N_3: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Дмитрий Николаевич Леонтьев. — Х., 2011. — 241 с.

19. Красюк А.Н. Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средтсв: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Александр Николаевич Красюк. — Х., 2011. — 188 с.

20. Чебан А.А. Повышение эффективности антиблокировочной системы для транспортных средств категорий M_3 и N_3: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Андрей Анатольевич Чебан. — Х., 2011. — 188 с.

21. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд //. — М.: Транспорт, 1978. — 152с. Ил.табл.

22. Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регуляторів з електронним керуванням / [В.І. Клименко, Д.М. Леонтьєв, С.Й. Ломака и др.] //. — Вісник Житомирського державного технологічного університету, 2006. – Вип. №IV (39). — С.26 – 34.

23. Нефедьев Я.Н. Комплексная система активной безопасности АТС /Яков Николаевич Нефедьев. — Автомобильная промышленность, 2004. — Вып.№2. — С.12-14.

24. Мурашко П. Аббревиатуры активные и безопасные / Павел Мурашко //. — Журнал АБС, 2003. — Вып.№6. — С.20-21.

25. Тормозная система (ABS, ESP, SBC, Brake Assist) / Автомобильный Интернет-журнал «Автобигинер.ру» - 2006.

Режим доступа к журналу:
http://www.avtobeginner.ru/arts/29/.

26. Тормозя – тормози с АБС / Интернет журнал «Популярная механика» - 2006. Режим доступа к сайту
http://www.popmech.ru/article/4162-tormozya-tormozi-33/.

27. Информационный бюллетень NISSAN Almera. — 2009. — 16 с.

28. Скоробогатый Д. Автоколейдоскоп / Динис Скоробогатый. — Журнал АБС, 2003. — Вып.№5. — С.15-16.

29. Дорожные испытания антиблокировочных систем в пнематическом тормозном приводе / [С.И. Ломака, А.А. Чебан, А.Н. Красюк, Д.О. Новик]// Вісник Східноукраїнського національного університету ім.. В. Даля. — Луганськ, 2009. — Вып.№11(141). — С.77-83.

30. Певзнер Л.Д. Теория систем управления. / Леонид Данилович Певзнер //. — М.: Изд.МГТУ, 2002. — 472 с.

31. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. Собрание сочинений т.2. — М.-Л.: Изд. АН СССР, 1956. — 384 с.

32. Мельников А.А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Аркадий Алексеевич Мельников. — М.: Издательский центр „Академия“, 2003. — 280 с.

33. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения автомобиля: учебн. пособ. [для студентов специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»] / С.И. Ломака, Н.Н. Алекса, Е.М. Гецович. — Киев УМК ВО, 1988. — 88 с.

34. Теория автоматического управления: Учебно-методическое пособие: / [А.Г. Гурко, И.Ф. Еременко, В.С. Кортнева, А.В. Байдакова, А.Б. Биньковская]. Учебно-методическое пособие. — Харьков: ХНАДУ, 2009. — 216 с.

35. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко //. — М.: Машиностроение, 1980. — 231 с.

36. Wong J.Y. Теория наземных транспортных средств: [пер. с английского А.И.Аксенова] /Дж. Вонг. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 рр.

37. Попов А.И. Разработка и исследование электропневматического тормозного привода автопоезда: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / А.И.Попов. — 1988. — 289 с.

38. Михалевич М.Г. Вдосконалення електропневматичних апаратів гальмівного приводу автотранспортних засобів: автореф. дис. на здобуття наукового ступеню канд..техн.наук: спец. 05.22.02 / Микола Григорович Михалевич. — Харків, 2009. — 22 рр.

39. Автушко В.П. Исследование динамики пневматических элементов тормозного привода автомобилей / В.П. Автушко, Н.Ф. Метлюк // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. — М., 1975. — Вып.№3 — С.5-12.

40. Богомолов В.А. Создание и исследование систем управления торможением автотранспортных средств: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02. / Виктор Александрович Богомолов. — Х., 2001. — 555 с.

41. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. /[А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов, В.И. Кирчатый] //. — Харьков: Издательство ХГАДТУ, 2000. — 472 с.

42. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / [А.Н. Туренко, В.А. Богомолов , В.И. Клименко , А.В. Крамской] // Автошляховик Україна. — Київ, 2004. — Вип.№5. — С.34-59.

43. Герц Е.В. Расчет пневмопривода. / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин //. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.

44. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. /Елена Владимировна Герц. — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с.

45. Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневматически цепях. / Б.Ф. Гликман //. — М.: Машиностроение, 1979. — 256 с.

46. Дольберг В.И. Повышение эффективности пневматического тормозного привода автотранспортных средтсв в аварийных и экстренных режимах торможения: дис. ... канд. техн. Наук: 05.05.03 / В.И.Дольберг. — Харьков, 1995. — 229 с.

47. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Александр Владимирович Крамской. — Харьков, 2006. — 253 с.

48. Любушкин В.В. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов / В.В. Любушкин, В.Г. Розанов //. — М.: НАМИ, 1960. — 130 с.

49. Годунов С.К. Разностные схемы (введение в теорию): / С.К. Годунов, В.С. Рябенький // Учеб. Пособие, Главная редакция физико-математической литературы изд-ва „Наука“. — М., 1973. — 400 с.

50. Ершов С.В. Квазимонотонная ENO-схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса / С.В. Ершов //. — Математическое моделирование, 1994. — Вып.№11., Т.6, — С.63-75.

51. Жестков В.В. Определение параметров неустановившихся процессов в трубопроводе пневматического тормозного привода. / В.В. Жестков //. — М.: Известие ВУЗов, Машиностроение, 1981. — Вып.№5. — С.89-92.

52. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. / Л. Прандтль //. — Ижевск: НИЦ „Регулярная и хаотическая динамика“, 2000. — 576 с.

53. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик //. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.

54. Курбатов А.В. Расчет динамических характеристик тормозных кранов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 /Александр Владимирович Курбатов. — М., 1982. — 155 с.

55. Метлюк М.Ф. Автоматическое регулирование тормозных сил автомобиля. / Николай Федорович Метлюк //. — Автомобильная промышленность, 1970. — Вып.№7 — С.7-9.

56. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: Монография / Александр Александрович Ревин // ВолгГТУ. — Волгоград, 2002. — 372 с.

57. Пат. 6553304 США, МКИ B60T 7/70. Anti – lock brake control method having adaptive initial brake pressure reduction: Пат. 6553304 США, МКИ B60T 7/70 A.J. Walenty, K.G. Leppek, D.A. Thatcher (США) General Motors Corporation. №882795; Заявл. 18.06.2001; Опубл. 22.04.2003, НКИ 701/71. — 9 с.

58. Пат. 5288139 США, МКИ B60T 13/68. Electropneumatic braking system: Пат. 5288139 США, МКИ B60T 13/68 N.J. Morristown (США); Allied-Signal Inc. - №894386; Заявл. 05.01.1992; Опубл. 22.02.1994, НКИ 303/15. — 9 с.

59. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. – 2005. – Vol.26, №6.- P.1007 - 1016.

60. Пат. 6050655 США, МКИ B60T 8/70. Antiskid brake controller: Пат.6050655 США, МКИ B60T 8/70 Y. Naito, Ch. Fujimoto (Япония); Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha. - №969547; Заявл. 13.11.1997; Опубл. 18.04.2000, НКИ 303/173. — 21 с.

61. Пат. 5288139 США, МКИ B60T 013/68. Electropneumatic braking system: Пат. 5288139 США, МКИ B60T 013/68 W.A. Singleton, R.D. Burns (США); Allied-Signal Inc. – №894386; Заявл. 05.06.92; Опубл.22.02.94, НКИ 303/15. – 9 с.

62. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. — М.: Машиностроение, 1964. — 244 с.

63. Ахметшин А.М. АБС для грузовых автомобилей ЗиЛ / А.М. Ахметшин // Автомобильная промышленность. — 1995. — Вып.№3. — С.38-39.

64. Гуревич Л.В. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд //. — М.: Транспорт, 1988. — 224 с.

65. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: учебн. [для студ. автотранспортных техникумов] / Аркадий Иванович Гришкевич. — [2-е изд.]. — Минск: „Вышейшая школа“, 1986. — 208 с.

66. Клюшкин Г.Г. и др. Электронная тормозная система Кнорр-Бремзе – шаг к новому уровню активной безопасности грузового автотранспорта. / Г.Г. Клюшкин // Грузовик. — 2002. — Вып.№9 — С.43-45.

67. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / Андрей Сергеевич Литвинов //. — М.: „Машиностроение“, 1971. — 416 с.

68. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля/ Певзнер Я.М. — М.: „Машгиз“, 1947. — 155 с.

69. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: дис. на соискание науч. степени доктора техн.наук: спец. 05.05.03 / Игорь Константинович Пчелин. — М., 1984. — 436 с.

70. Пат. 6033042 США, МКИ B60T 13/66. Vehicle brake system with powertrain dynamic braking: Пат. 6033042 США, МКИ B60T 13/66 D.Klemen (США); General Motors Corporation. - №034429; Заявл. 03.03.1998; Опубл. 07.03.2000, НКИ 303/152. — 5 с.

71. Ирсалиев А.О. Исследование тормозных свойств седельного автопоезда, оборудованного антиблокировочной системой (АБС): автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / А.О.Ирсалиев. — М., 1981. — 18 с.

72. Лигай В.В. Исследование устойчивости и эффективности торможения автомобиля с антиблокировочной тормозной систе-

мой (АБС): автореф.дис.на соискание уч.степени канд..техн.наук: спец. 05.05.03 / В.В. Лигай. — М., 1979. — 18 с.

73. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А.Чудаков //. — М.: Машгиз, 1950. — 60 с.

74. Подригало М.А. Динамика автомобиля / [М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др.]. — Харьков: ХНАДУ, 2008. — 452 с.

75. Pacejka, H.B., Besselink, I.J.M. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties.– Lisse: Swets & Zeitlinger B.V., 1997. – P. 234 – 249.

76. Burckhardt M. Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes–Benz / Bosch – Anti–Blockier–Systems (ABS) // Automobiltechnische Zeitschrift.– 1979.– Bd. 81.– Vol. 5.– P. 201–208.

77. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі / [Д.М. Леонтьев, Л.О. Рижих, О.В. Бикадоров и др.] //. — Автомобільний транспорт: науковий журнал., 2010. – Вип. №27. – С.7-12.

78. Ракляр А.М. Исследование $f - S$ диаграмм дорог автополигона: автореф.дис. на соискание уч.степени канд..техн.наук: спец. 05.05.03 / Арон Михайлович Ракляр. — Москва, 1978. — 24 с.

79. Системы автоматического регулирования и практическая реализация алгоритма управления их исполнительными механизмами / [Д.Н. Леонтьев, Л.А. Рыжих, С.И. Ломака и др.] // Вестник национального технического университета „ХПИ“, сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. — Харьков: НТУ „ХПИ“, 2009 — Вып. №47 — С.9-18.

80. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебн. [для сту. высш. учебн. зав.]/ В.К. Вахламов / 2-е издание. — М.: Издательский центр „Академия“, 2006. — 240 с.

81. Иларионов В.А. Теория автомобиля / В.А. Иларионов, М.М. Морин, А.М. Шейнин //. — М.: „Автотрансиздат“, 1960. — 192 с.

82. Работа автомобильной шины / [В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.]; под ред. В.И. Кнороза. — М.: „Транспорт“, 1979. — 238 с.

83. Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме / [Д.М. Леонтьев, А.М. Туренко, С.Й. Ломака, Л.О. Рижих, О.В. Бикадоров] //. — Автомобільний транспорт: науковий журнал., 2011. – Вип. №29. – С.23-28.

84. Левин М.А. Теория качения деформированного колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев // – М.: Наука, 1989. – 269 с.

85. Кнороз В. И. Шины и колеса / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников. — М.: Машиностроения, 1975. 184 с.

86. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf–Regelsysteme.– Wurzburg: Vol.1.– 1993.– 432p.

87. Burckhardt M., Glasner von Ostenwall E.–C., Krohn H. Moglichkeiten und Grenzen von Antyblockiersystemen // Automobiltechnische Zeitschrift. – 1975. – Bd.77.– Vol.1.– P. 13–18.

88. Carlos Canudas-de-Wit Dynamic Friction Models for Road/TireLongitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efstathios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics. - 2002.Vol. 39(3) P.189-226.

89. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств учебн. пособ. [для студентов специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство“] / А.С.Литвинов, Я.Е.Фароби. — М.: „Машиностроение“, 1989. — 240 с.

90. Ломака С.И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Степан Иосифович Ломака. — Х., 1965. — 287 с.

91. Алекса Н.Н. Исследование влияния основных параметров модулятора давления в пневмоприводе тормозов на эффективность торможения автомобиля с противоблокировочным устройством: дис. ... канд.техн.наук: 05.05.03 / Алекса Николай Николаевич. — Х., 1978. — 157 с.

92. Северин А.А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом: дис. на соискание уч. степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 / Северин Александр Александрович. — Харьков, 1985. — 217 с.

93. Кравец Ф.К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: автореф. дис. на соискание уч. степени канд.. техн. наук: спец. 05.05.03 / Ф.К. Кравец. — Х., 1985. — 23 с.

94. Лиходей А.М. Исследование процесса торможения автомобиля при перераспределении тормозных моментов. автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03. / А.М. Лиходей. — Харьков, 1966. — 24 с.

95. Мартинсон П.Н. Исследование динамики торможения трехосного автомобиля с антиблокировочной системой: автореф. дис. на соискание уч. степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 / П.Н.Мартинсон. — В., 1982. — 27 с.

96. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементов расчета: учеб. [для студентов вузов по специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство“.] / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. — М.: Машиностроение, 1989. — 304 с.

97. Первышин Н.Н. Разработка методики выбора схемы и параметров модуляторов противоблокировочных тормозных систем автомобилей особо большой грузоподъемности: автореф.дис. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 / Н.Н. Первышин. — Харьков, 1985. — 21 с.

98. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Борис Семенович Фалькевич. — М.: „Машгиз“, 1963. — 240 с.

99. А.с. 852679 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ управления процессом торможения колеса транспортного средства / Е.М. Гецович, А.С. Федосов (СССР). – №2819388/27-11; Заявл. 24.09.79; Опубл. 07.08.81, Бюл. №29.

100. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. — Москва, 1979. — 73 с.

101. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов: дис. канд.техн.наук: 05.05.03 / Петр Романович Бартош. — Минск, 1977. — 252 с.

102. Литке П.Е. Прогнозирование проектировании тормозной динамики системы пневмопривода прицепов-тяжеловозов при / В.В. Жестков, П.Е. Литке //. — Автомобильная промышленность, 1983. — Вып.№5. — С.23-25. — 257 с.

103. Рыжих Л.А. Особенности рабочих процессов пневматического тормозного привода автомобилей при низких температурах: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Леонид Александрович Рыжих. — Харьков, 1987. — 219 с.

104. Гредескул А.Б. О распределении тормозных сил между осями автомобиля при торможении на уклоне // Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. — Тбилиси: Мецниереба., 1968. — С.56-62.

105. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей // Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк и др.. /. — Львов: „Вышейшая школа“, 1974. — 236 с.

106. Иванов С.Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции/ Иванов С.Н., Баженов П.И.// Автомобильная промышленность. — 1992. — Вып. №10 — С.19-20.

107. Ломака С.И. Влияние противоблокировчных устройств на эффективность торможения автомобиля. // Ломака Степан Иосифович /- Автомобильный транспорт. — К.: „Техника“, 1966. — Вып. №2 — С.80-93.

108. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил: / [А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко и др.]. — Храків: ХНАДУ, 2003. — 120 с.

109. Федосов А.С. Определение параметров плоской системы сил трения на фрикционных накладках дисковых тормозов / А.С. Федосов, А.А. Баранов // Автомобильная промышленность. — 1980. — Вып.№9. — С.11-14.

110. Мащенко А.Ф. «Тормозная система автомобиля» М.: / А.Ф. Мащенко //. — М.: „Вышейшая школа“, 1972. — 51 с.

111. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. / Н.А. Бухарин //. — М.: „Машгиз“, 1950. — 164 с.

112. Современные АБС и реализация их алгоритмов работы / [Л.А. Рижих, В.И. Клименко, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьев] //. — Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ „МАМИ“, Россия, 2009г. - Вып. №1(7). — 284 с.

113. Особенности конструкции пневматического модулятора АБС с электронным управлением / [А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих и др.]//. — Вестник ХНАДУ, 2007. №37. — С.39-43.

114. Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Анатолій Ігорович Бондаренко. — Харків, 2009. — 203 с.

115. Анализ датчиков угловой скорости колес автотранспортных средств / [Л.А. Рыжих, А.А. Чебан, С.В. Тишковец, А.Н. Красюк] //. — Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХНАДУ., 2007. — Вып.№21. — С.7-12.

116. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах: Учебн. пособие. / Николай Петрович Деменков //. — М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э. Баумана, 2005. — 200 с.

117. Лукас В.А. Теория управления техническими системами. Уч.курс для вузов – 3-е издание перераб. и дополн. / Вильмар Адольфович Лукас //. — Екатеринбур Изд-во УГГГА, 2002. — 675 с.

118. Антонов В.Н. Адаптивное управление в технических системах: / В.Н. Антонов, В.А. Терехов, И.Ю. Тюкин//. — С.-Петербург:СПУ, 2001. — 244 с.

119. Eljev S. Адаптация датчиков вращения и проектирование импульсного кольца АБС. / KNORR-BREMSE Systems for Commercial Vehicles /. — KB-Moskau, 2005. — 7 с.

120. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов / [Л. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др.] // Под ред. Лецкого Э.К. — М.: Мир, 1987. — 522 с.

121. Щекин А.В. Априорное ранжирование факторов. / Андрей Владимирович Щекин //. — Хабаровск: ХГТУ, 2004. — 12 с.

122. Егоршин А.А. Планирование и обработка многофакторных опытов: / А.А. Егоршин, Н.В. Лисовой //. — Харьков, 2004. — 79 с.

123. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Монография. / Анатолий Николаевич Туренко. — Харьков: ХГАДТУ, 1997. — 353 с.

124. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / [А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко и др.]. — Харьков: Издательство ХНАДУ, 2002. — 400 с.

125. Фрумкин А.К. Электропневматический привод тормозной системы / А.К. Фрумкин, Я.Е. Фаробин, А.И. Попов, А.Н. Солнцев //. — Автомобильная промышленность, 1986. — Вып.№12 — С.23-24.

126. Попов А.И. Автомобильные тормозные приводы с использованием электрической энергии / А.И. Попов, Л.В. Гуревич. — М., 1985. — 38 с.

127. Попов А.И. Автомобильные тормозные электроприводы / А.И. Попов, Л.В. Гуревич //. — Автомобильная промышленность, 1986. — Вып.№8 — С.18-22.

128. Попов А.И., Оценка характеристик электропневматического тормозного привода / А.И. Попов, В.В. Нужный // Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов //. — Моск. автомоб. – дор. ин-т. –М., 1988. — С.35-40.

129. Оржевский И.С. Особенности гидропривода тормозных систем современных легковых автомобилей / И.С. Оржевский, И.В. Тумасянц//. — М.: НИИНавтопром, 1981. — 46 с.

130. Ходырев С. Я. Разработка и исследование механического противоблокировочного устройства для автомобильных и тракторных тормозных систем с пневматическим приводом. Автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03/ Сергей Яковлевич Ходырев. — Харьков, 1985. — 26 с.

131. Kroemer Ebergard. Pedal Operation by the Seated Operator // SAE paper. – 1972. №720004. – S.1-10.

132. Geupel Helmut und Reicel Max. Auslegung der Betatigungseinrichtung fur Bremsen von Personenwagen // ATZ. — 1977. — №7/8. — S.291-294.

133. Geupel Helmut. Bremsanlage der neuen groben BMW-Wagen. Bauraihe 7 //ATZ. — 1977. — №11. — S.499-504.

134. Segel L. Mortimer R. Driver Braking Performance as a Function of Pedal – Force and Pedal Displacement Ferrells. Paper of International Automobile safety Conference, May-June 1970, Bruxelles and Detroit, New York // SAE paper. – 1970. – 1319 pp.

135. Mortimer G. Rudolf. Some Braces are Too Sensitive According to Performance Tests // Automotive Engineering. – 1971, May. – S. 31 – 35.

136. Fazekas G.A. Brace torque //Automobile Engineer. – 1951 – №5. – S.185–191.

137. Достаточно общая теория управления. Постановочные материалы учебного курса факультета прикладной математики — процессов управления Санкт-Петербургского государственного университета (1997 — 2003 гг.). – Санкт-Петербург, 2003. – 419 с.

138. EBS тормозне системы с электронным управлением. Описание системы и ее функционирования. 2-я редакция, [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart

GmbH. EBS (EPB) –2007 edition 28c. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2007. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

139. Systems And Components In Commercial Vehicles. [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 28c. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

140. EBS – Electronically Controlled Breaking System in the city bus CITARO /CITO. System and Functional description. Edition 1 [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 28c. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

141. Information for commercial vehicles products. Products catalogue, [Электрон. текстовые данные]. KNORR-BREMSE 2004. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана. - 352 с.

142. Клименко В. И. Экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Чебан, А.Н. Красюк // Автомобильный транспорт. [сб. науч. Трудов]. – Харьков, 2005. – №16. – С. 156-158.

143. Пат. 4861115 США, МКИ B60T 8/38 НКИ 303/15. Electrically-controlled motor vehicle brake system/ T. Erwin Petersen (Германия); заявитель и патентообладатель WABCO Westinghause (Германия). - №261792; Заявл. 24.10.1988; Опубл. 29.08.1989.

144. Пат. 6206481 США, МПК B60T 8/50 НКИ 303/7. Trailer control valve for a compressed air brake system for motor vehicles / Olaf

Kaisers, Eberhard Schaffert (Германия); заявитель и патентообладатель Knorr-Bremse (Германия). - № 09/142.477; заявл. 11.12.1996; опубл. 12.09.1997.

145. Пат. 6386649 США, МПК B60T 8/34 НКИ 303/119.2. Two solenoid pressure modulated relay valve with integral quick release function for ABS / Charles E. Ross (США); заявитель и патентообладатель AlliedSignal Truck brake systems (США). - №09/410,519; опубл. 14.05.2002.

146. Пат. 6588856 США, МПК B60T 8/34 НКИ 303/119.2. Modulator relay valve assembly and metod / Robert J. Herbst, Gregory R. Ashley, George S. Wagner (США); заявитель и патентообладатель Benbix Commercial Vehicle Systems LLC (США). - № 09/924,187; опубл. 08.07.2003.

147. Пат. 4773447 США, МПК F16K 11/10 НКИ 137/627.5. Electromagnetic velve / Asaji Imanaka, Mitsuhiro Ikeda (Япония); заявитель и патентообладатель Nippon Air brake Co., Ltd., (Япония). - №66,900; Опубл. 27.09.1988.

148. Пат. 2001/003305 США, МПК B60T 13/00 НКИ 303/20. Braking pressure modulator for an electronic braking system / заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Gerdt Schreiber, Peter Hohmann, Armin Sieker, Andreas Kranz, Harimut Schappler, Hans-Klaus Wollf, Dirk Meier (Гемания);. - №09/792,429; опубл. 25.10.2001.

149. Пат. 2007/0236080 США, МПК B60T 8/32 НКИ 303/119.2. Brake-pressure modulator pilot unit / заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Juan Rovira-Rifaterra, Armin Sieker, Andreas Taichmann (Гемания);. - №11/658,066; опубл. 11.10.2007.

150. Пат. 6325468 США, МПК B60T 8/64 НКИ 303/18. EBS modulator with direct exhaust capability / заявитель и патентообладатель Thanh Ho, Robert J. Herbst (США). - №09/165,470; заявл. 02.10.1998; опубл. 4.12.2001.

151. Пат. 2314217 Российская федерация, МПК B60T 8/36. Модулятор электронной тормозной системы / Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомолов В.А., Рыжих Л.А., Чебан А.А.,

Мельник С.П., Кирчатый Ю.В., Назаренко И.Н., Красюк А.Н. (Украина).- №200511679/11; заявл. 19.04.2005; опубл. 27.10.2006. – 7с.

152. Пат. 5154203 США, МПК B60T 15/02 НКИ 137/116.3. Proportional modulator for an electropneumatic braking system / Jeffrey J. Krause, Paul W. Wozniak, Ronald E. Squires (США); заявитель и патентообладатель Allied-Signal Inc. (США). - №599,761; опубл. 18.10.1990. – 5с.

153. Пат. 5067524 США, МПК F16K 31/10 НКИ 137/627.5. Diffirential pressure control valve / Josef Pickenhahn (Германия); заявитель и патентообладатель Lucas Industries public limited company. (Англия). - №634,559; опубл. 26.11.1991.

154. Пат. 5123718 США, МПК B60T 8/64 НКИ 303/118. Valve for automatic brake system / Jeffrey A. Tyler (США); заявитель и патентообладатель G. W. Lisk Company Inc. (США). - №505,889; опубл. 23.07.1992.

155. Пат. 2102265 Российская федерация, МПК B60T 8/36 Пневматический соленоидный клапан / заявитель и патентообладатель Филипп Кастель; Жильбер Кервагоре (Франция), Алльедсиньяль Эроп Сервис Текник (Франция) – №95120162/11; заявл. 19.01.1994; опубл. 20.01.1998 бюл. №2.

156. Леонтьев Д.Н. Усовершенствованый алгоритм управления АБС / Д.Н. Леонтьев // Автомобильная промышленность. — Россия, 2010 — Вып. №9 — С.25-28.

157. Д. Шольц. Пропорциональная гидравлика. Основной курс TP701. / Д. Шольц. [Сборник задач], Пер. с нем. – Москва, 2005.

158. Пат. 2121726 Российская федерация, МКИ H01F7/17. Пропорциональный электромагнит / С.Д. Глазунов; Р.Л. Иванов; А.И. Тишинин (Россия), заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество „Специальное конструкторское бюро приборостроения и автоматики“– №97119453/09; заявл. 10.11.1997; опубл. 10.11.1998. – 8с.

159. Пат. 36321 Україна, МПК B60T 8/36. Пропорціональний модулятор електронно-пневматичної гальмівної системи / заявники Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Тишковець С.В., Чебан А.А., Красюк О.М; патентовласник ХНАДУ. – №200805078; Заявл. 21.04.2008; Опубл. 27.10.2008. — 7 с.

160. Пат. 2385242 Российская Федерация, МПК B60T 8/36. Пропорциональный модулятор электронно-пневматической тормозной системы / заявители Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомолов В.А., Рыжих Л.А., Тишковец С.В., Леонтьев Д.Н, Чебан А.А., Красюк А.Н. (Украина); патентообладатель ХНАДУ. – №2008116957/11; Заявл. 28.04.2008; Опубл. 27.03.2010; бюл. №9. — 7 с.

161. Ридико Л. И. Раз шажок, два шажок... Схемотехника 2001. №9 (11), с. 18 – 19.

162. Система показателей качества продукции. Аппараты пневматического тормозного привода автотранспортных средств. Номенклатура показателей и метод оценки технического уровня и качества ОСТ 37.001.274-84. [Действителен с 01.01.82]. – М.: Минавтопром, 1984. – 8с.

163. Мюллер Г. Тормоза // Г. Мюллер, Р. Бюссиен. [автомобильный справочник]. – М., 1959. – С. 501 – 529.

164. Управление тормозными системами / ТПП УССР. - №1555. – Харьков, 1982. – 31с. – Пер. ст. Gravel I. из журн.: Bosch Technisch Berichte. – 1980. 7. - №1. – С. 13-22.

165. Thoms E. K. The human aspect in the design of footbrake valve // Braking of road vehicle: Conf. proc. – Londo, 1983. - p. 59-64.

166. Грузовые автомобили. Технические требования. ГОСТ 21398 – 89. [Действителен с 29.09.97]. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 27 с.

167. Чиликин М.Г. Дискретный электропривод с шаговыми двигателями. / М.Г. Чиликин, Б.А. Ивоботенко, В.П. Рубцов, В.Ф. Козаченко, В.К. Цаценкин. – М.: „Энергия“, 1971. — 624 с.

168. Ивоботенко Б.А. Проектирование шагового электропривода / Б.А. Ивоботенко, В.Ф. Козаченко, под ред. Л.А. Садовского. – М.:Моск. энерг. ин-т, 1985.-100 с.

169. Кенио Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200с.

170. Ломака С.И. Моделирование статической характеристики пропорционального модулятора электронно-пневматического тормозного привода / С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк //. — Вестник ХНАДУ, 2009. — Вып.№45ю — С.85-89.

171. Косий Р.А. Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. канд. техн. наук: 11. 10. 2000. / Косый Роман Анатолиевич. – Харьков, 2000. - 67с.

172. Нейдорф Р.А. Исследование возможностей квазиоптимального по быстродействию управления шаговым двигателем / Р.А. Нейдорф, А.А. Солоха. Детерминированные системы 2006. №2(12) [сб. науч. Трудов], с. 111 – 119.

173. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. – М.: Высш.шк., 2002.

174. Метлюк Н.Ф. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко // Автомобильный транспорт и дороги. – 1975. – №2 – С. 62–69.

175. Метлюк Н.Ф. Исследование динамических характеристик двухзвенной пневматической цепи тормозного привода / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, П.Р. Бартош // Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. – 1976. – №8 – С.57-63.

176. Модуль педальный. Технические условия КДБА.453621.001. ТУ [дата регистрации 23.01.2008]. – 27 с.

177. Ратмиров В. А. Шаговые двигатели для систем автоматического управления / В.А. Ратмиров, Б.А. Ивоботенко, М. – Л., Госэнергоиздат., 1962.-128 с. (Библиотека по автоматике, вып. 66).

178. Электронный каталог продукции фирмы ЭЛКОС 2007 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к каталогу: www.elkos.com.ua.

179. Поляк Д. Г. Электроника автомобильных систем управления / Д.Г. Поляк, Ю.К. Есеновский-Лашков. – М.: Машиностроение, 1987. – 200 с.

180. Псигин Ю. В. Управление системами и процессами машиностроения: Учебное пособие / Ю.В. Псигин. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 76 с.

181. Миронов С.В. Метасистемный подход в управлении / С.В. Миронов,А.М. Пищухин. [монография]. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004.- 338 с.

182. Артамонов Д.В. Основы теории линейных систем автоматического управления / Д.В. Артамонов, А.Д. Семенно. [учебн. пособие]. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003.-135 с.

183. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления [учебн. пособие]. – М.: Наука. Гл. ред. Физ. – мат. лит., 1986 – 616 с.

184. Мельников А. А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: Системы электроники и автоматики [учеб. пособие для студ. высш. учеб. Заведений] – М.: Издательский центр „Академия“, 2003.- 376 с.

185. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения, Гостехиздат, М., 1950. – 464.

186. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля/ О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский–Лашков, Д.Г. Поляк. - М.: Транспорт, 2000. – 213 с.

187. Пневматические приводы и системы управления / Под. ред. Артоболевского И. И. – М.: Наука, 1972. – 298 с.

188. Нефедьев Я.Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств: Автореф. дис. … д–ра техн. наук: 05.05.03 / Московский автомобильно–дорожный институт.– М., 1987.– 46 с.

189. Ревин А.А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы: Техническое решение, теория, свойства.– Волгоград: Изд–во Ин–та качеств.– 1995.– 156 с.

190. Патент №5566 республика Беларусь МКИ В 60 Т/58. Способ управления антиблокированием колеса при торможении / А.И. Лещинский, И.И. Лепешко, В.Г. Бутылин, В.Г Иванов (BY); Белорусский национальный технический университет (BY). – №а 19991000; заявл. 1999.11.10; опубл. 2003.09.30.

191. Пат. 2284273 Российская федерация, МПК В 60 Т 8/32. Способ управления колесными тормозами по условиям сцепления антиблокировочной системой с адаптивным алгоритмом / В.И. Асадченко ; заявитель и патентообладатель Уральский государственный университет путей сообщения. - №2005106689/11; заявл. 09.03.2005; опуб. 27.09.2007 бюл. №27.

192. Пат. 2277480 Российская федерация, МПК В 60 Т 8/32. Антиблокировочная тормозная система с автоматическим управлением при аварийном торможении транспортного средства / М.Д. Коневцов; заявитель и патентообладатель М.Д. Коневцов – №2004117834/11; заявл. 11.06.2004; опуб. 10.06.2006 бюл. №16.

193. Пат. 5918951 США, МКИ В60Т 8/60 НКИ 303/150. Antiskid brake control system using kalman filtering/ Robert Edward Rudd (США); заявитель и патентообладатель WABCO Westinghause (Германия). - №261792; Заявл. 24.10.1988; Опубл. 29.08.1989.

194. Пат. 5409302 США, МКИ В60Т 8/58 НКИ 303/112. Braking method and device, vehicle equipped with said device/ Philippe Chabbert, Rueil Malmaison; заявитель и патентообладатель Thomson-CSF (Франция). - №132039; Заявл. 05.10.1993; Опубл. 25.04.1995.

195. Integrated Silicon Pressure Sensor On-Clip Signal Conditioned, Temperature Compensated and Calibrated MPX 5999D [Электрон. текстовые данные] MOTOROLA 2001. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

196. Бесконтактный датчик положения дроссельной заслонки 3302.3855 [Электронный ресурс] – НПП „ВТН“, 2000 – 2010. – Режим доступа:
http://www.vtnauto.com/ru/3302.html.

197. Тензодатчики Precision Transducers серии LPX. Описание и технические характеристики. [Электронный ресурс] – Precision Transducers Ltd. 2004. – 2 р. – Режим доступа:
http://www.koda.ua/download/.

198. Adaptive Cruise Control The intelligent solution [Электрон. текстовые данные] WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

199. BVA/EBS Gutachterliche Stellungnahme TUV Automotive Test Center - TB 2002 - 64.00 [Электронный ресурс] – Hannover: WABCO INFORM 2004. – 8 р. – Режим доступа:
www.wabco-auto.com.

200. EBS (EPB) – Electronically Controlled Breaking System: Description of system and Function.Технический проспект [Электронный ресурс]: – A Division WABCO Standart GmbH. 1998 edition 36 с. – Режим доступа:
www.wabco-auto.com.

201. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for comercial Vechicles [Электронный ресурс]: Product informations. Режим доступа:
http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/.

202. Electronically Controlled Breaking System Description of system and Function. [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 32с. – Эле-

ктрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

203. Electronically Controlled Break System in motor coaches. System and functional Description. [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 32c. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

204. Богдан Н. Перспективные направления развития электропневматических тормозных приводов с электронным управлением. / Н. Богдан, В. Гуськов, Э. Саркисян // Тормоза грузовых автомобилей, автобусов и прицепов. – 1988. – №5. – С. 76-84.

205. Electronically Controlled Braking Systems for Trailers [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 28c. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

206. Stender A. Trailer EBS E with Trailer Central Electronic 2S/ 2M - 4S/ 3M [Электронный ресурс] / A. Stender, N. Witte – Hanover: WABCO INFORM, 2007. – 43 p. – Режим доступа: www.wabco-auto.com.

207. Trailer EBS D - System Description [Электронный ресурс]. – Hanover: WABCO INFORM, 2006. – 41 p. – Режим доступа: www.wabco-auto.com.

208. Меламуд Р.А. Характеристики электропневматических модуляторов противоблокировочных устройств: Конструирование, исследования технология и экономика производства автомобиля / Р.А. Меламуд, А.М. Ахметшин // Транспорт. – 1984. – №9. – С. 73–94.

209. Ахметшин А.М. Влияние конструкции электропневматических модуляторов на рабочий процесс антиблокировочных тормозных

систем грузовых автомобилей: Конструирование, исследования технология и экономика производства автомобиля / А.М. Ахметшин, Р.А. Меламуд // Транспорт. – 1984. – Вып. №12. – С. 22-30.

210. Антиблокировочные и противобуксовочные системы легковых автомобилей. [обзорная информация / упоряд.: А.К. Фрумкин, И.И. Алышев, А.И. Попов]. – М.: ЦНИИТЭАВТОПРОМ, 1989. – 51 с.

211. Пат. 1258733 СССР. МКП^{4} В 60 Т 8/38. Электропневматический модулятор для противоблокировочной тормозной системы автомобиля / Н.Г. Мальцев и П.И. Мороз; заявитель и патентообладатель Минский дважды ордена Ленина и ордена Октябрьской революции автомобильный завод (СССР) – №3896325/27-11, заявл. 16.05.85, опубл. 23.09.86, Бюл. №35.

212. Пат. 1595335 СССР. МКП^{5} В 60 Т 8/38. Регулировочный клапанный узел / Йоганнес Меллер (DE); заявитель и патентообладатель Вабко Вестингхауз, Фарцойгбремзен ГмбХ (DE) - №4356298/25-11; заявл. 22.08.88; опубл. 23.09.90, Бюл. №35.

213. Пат. 19700405 A1 DE. МКП^{6} F 16 K 31/06. Magnetventil / Perez-Cuadro; заявитель и патентообладатель ITT Automotive Europe GmbH, Frankfurt (DE) – №19700405.9; заявл. 09.01.1997; опубл. 16.07.1998.

214. Пат. 2000106832 RU. МКП^{7} В 61 Н 1/00. Запорный электропневматический клапан тормозного цилиндра локомотива / В.В. Гуляев, Г.Ф. Мельников, В.А. Сергеев; заявитель и патентообладатель Иркутский институт инженеров железнодорожного транспорта (RU) – №2000106832/28, заявл. 20.03.2000, опубл. 27.01.2002.

215. Пат. 2001/0033105 US. МКП^{7} В 60 Т 13/00. Braking pressure modulator for an electronic braking system / Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hartmut Schapler, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier; – №09/792429; заявл. 15.05.2001; опубл. 25.10.2001.

216. Пат. 2185978 RU. МКП^{7} В 60 Т 8/36. Электропневматический модулятор давления с ускорительным клапаном / П.П. Бо-

рисов, Е.П. Малышева; П.П. Борисов , Е.П. Малышева – №2000129760/28; заявл. 29.11.2000; опубл. 27.07.2002.

217. Пат. 6179000 B1 USA. МКП[5] B 60 T 15/02. Three-way valve / David B. Zdobinski, Cristopher E. Epler; заявитель и патентообладатель Automatic swich company, Florham Park NJ (US) – №09/439271; заявл. 12.11.1999; опубл. 30.01.2001.

218. Пат. 6276764 B1 USA. МКП[7] B 60 T 8/36. Solenoid valve for anti-lock brake system / Kyunf-III Park; заявитель и патентообладатель Mando Machinery Corporation, Gunpo KR (US) – №09/440328; заявл. 15.11.1999; опубл. 21.08.2001.

219. Пат. 6467854 B2 USA. МКП[7] B 60 T 8/34. Braking pressure modlator for a trailer with electronic braking system / Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier; заявитель и патентообладатель WABCO GmbH and Co., OHG (DE) – №09/792411; заявл. 23.02.2001; опубл. 22.10.2002.

220. Пат. 6626505 B2 USA. МКП[7] B 60 T 13/70. Braking pressure modulator for an electronic braking system / Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hartmut Schapler, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier; заявитель и патентообладатель WABCO GmbH and Co., OHG, Hannover (DE) – №09/792429; заявл. 22.02.2001; опубл. 30.09.2003.

221. Пат. 94013563 RU. МКП[6] B 60 T 8/38. Электропневматический модулятор давления / П.П. Борисов; Борисов П.П. – №94013563/11; заявл. 15.04.94; опубл. 10.05.96.

222. Конструкции существующих электропневмоприводов и их недостатки / [А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов, Н.Г. Михалевич] // Автомобильный транспорт. – 2001. – №7-8. – С 209 – 211.

223. Кишкевич П.Н. Исследование пневматического тормозного привода в циклическом режиме работы и обоснование параметров

модулятора противоблокировочной системы большегрузных автомобилей: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Кишкевич Павел Нестерович. – Минск, 1979. – 239 с.

224. Гецович Е.М. Колёсные и гусеничные машины высокой проходимости: в 10 т. / Е.М. Гецович // – Харьков: ХГПУ, – 1999. – Т.1: Адаптивные тормозные системы армейских колёсных машин. – 1999. – 185с.

225. Перспективные электропневматические приводы в автотракторостроении / [Н.В. Богдан , В.Ю. Сидоренко , Е.И. Габа , А.И. Рахлей]. – Минск: БелНИИНТИ, 1990. – 56 с. – (Обзорная информация).

226. Нужный В.В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Нужный Владимир Владимирович. – Донецк, 1996. – 220 с.

227. Разработка электропневматического тормозного привода с электронным управлением для автомобилей ЗиЛ: отчет о НИР в 2 т. – М.: НИИавтоприборов, 1983. – 250 с.

228. Гецович Е.М. Оценка на математических моделях следящего действия и расхода запасов сжатого воздуха при широтно-импульсной модуляции давления / Е.М. Гецович, А.И. Бондаренко // Вестник национального технического университета «ХПИ». [сб. науч. трудов]. (Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»). – 2005. – №13. – С. 93-97.

229. Комплексная автоматизированная система управления процессом торможения автомобилей и автопоездов семейства КамАЗ. Технический отчёт. – Брежнев: Камское объединение по производству большегрузных автомобилей (КамАЗ), 1983 – (Особенности конструкции и результаты испытаний). т.1 – 1983. – 155 с.

230. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / [А.Н/ Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов, С.Я. Ходырев Н.Г. Михалевич] // Автомобильный транспорт. – 2003. – №13 – С. 157-159.

231. Гуревич Л.В. Подсистема контроля и сигнализации об отказах автомобильного электропневматического тормозного привода с электронным управлением / Л.В. Гуревич // – М., 1984. – 23с. Деп. в НИИНавтопром 12.11.1984, №1112.

232. Тер-Акопов А.К. Динамика быстродействующих электромагнитов / А.К. Тер-Акопов // – Л.: Энергия, 1965. – 168 с.

233. Жиль Ж. Теория и техника следящих систем / Ж. Жиль, М. Пелегрен, П. Декольн // пер с англ. А.М. Баткова, А.С. Ускова, М.И. Агеевой. – М.: «МАШГИЗ», 1961. – 804с.

234. CONTROL VALVE HANDBOOK FISHER CONTROLS INTERNATIONAL, INC [Электронный ресурс]: Режим доступа:
http://www.pacontrol.com/.

235. Пат. 1594029 СССР. МКП^5 В 60 Т 13/68. Электропневматический тормозной привод транспоротного средства / Н.Г. Мальцев, В.Ф. Барсукевич; заявитель и патентообладатель Минский автомобильный завод (СССР) - №4482453/25-11, заявл. 15.09.88, опубл. 23.09.90, Бюл. №35.

236. Гецович Е.М., Бондаренко А.И. Влияние системы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе // Вестник национального технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Транспортное Машиностроение». – 2006. – №26. – С. 81-86.

237. Пат. 1199680 СССР. МКП^4 В 60 Т 13/68. Электропневматический тормозной привод / С.И. Ломака, Е.М. Гецович, Н.Н. Алёкса, Н.Ю. Фаворов и Д.Л. Якштес; заявитель и патентообладатель Харьковский автомобильно-дорожный институт им. Комсомола Украины (СССР) - №3752653/27-11, заявл. 14.06.84, опубл. 23.12.85, Бюл. №47.

238. Электронный каталог продукции фирмы CAMOZZI 2005. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2005 г. – Режим доступа к

сайту:
www.camozzi.com.ua.

239. Саркисян Э.В. Экспериментальные исследования по выбору параметров электропневматической тормозной системы тракторного поезда / Э.В. Саркисян, Н.В. Богдан, Л. Хайро Хиральдо // Механизация и электрификация сельского хозяйства: (сб. науч. тр.) – Минск: Урожай, 1981. – №24. – С. 168-171.

240. Абрамович Б.А. Безопасность человека при ускорениях / Б.А Абрамович //. — М.: Книга, 2007. — 208 с.

241. Practice for Design of Amusement Rides and Devices: ASTM F2291-06A [inc. with 01.01.06]. – USA. – 105 p.

242. Определение характеристик статической точности электропневматического тормозного привода / [А.Н. Туренко , Н.Н. Алёкса , В.И. Клименко , А.А. Серый , С.В. Черков] // Автомобильный транспорт. – 2001. – №6. – С 35 – 37.

243. Вишняков Н.Н. Исследование и расчет современных пневматических приводов автомобилей / Вишняков Н.Н. – М.: МАДИ, 1979. – 146 с.

244. Миловзоров В.П. Электромангитные устройства автоматики / В.П. Миловзоров // – М.: Высшая школа, 1983. – 408 с.

245. Сливинская А.Г. Электромагниты и постоянные магниты / Сливинская А. Г. // – М.: Энергия, 1972. – 248 с.

246. Вишняков Н. Н. Пластмассовые трубопроводы для пневмоприводов / Н.Н. Вишняков и др. // Автомобильная промышленность. – 1993. – №1 – С.17-19.

247. Крейнин Г.В. Выбор размеров трубопроводов пневматических исполнительных устройств / Г.В. Крейнин // Станки и инструмент. – 1962. – №10. – С. 24-25.

248. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев // – М.: Стройиздат, 1975. – 328 с.

249. Автомобили семейства ЗиЛ–133 / А.К. Перельский. – М.:Транспорт, 1984. – 328 с. – (Устройство, техническое обслуживание и ремонт).

250. Автомобиль-тягач КамАЗ-5320 и его модификации / В.П. Митрофанов // – М.: Машиностроение, 1975. – 431 с. – (Техническое описание и инструкция по эксплуатации).

251. Савельев Б.В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Б.В. Савельев. – Москва, 1988. – 21с.

252. Автомобили ЗиЛ–130 и его модификации / Б.В. Каминский. – М.:Машиностроение, 1984. – 217 с. – (Руководство по эксплуатации).

253. Trailer EBS E - System Description [Электронный ресурс]. – Hanover.: WABCO INFORM, 2007. – 53 p. – Режим доступа: www.wabco-auto.com.

254. Князев И.М. Статическая характеристика тормозной системы с электропневматическим приводом / И.М. Князев, Б.В. Савельев // Повышение производительности и безопасности автомобилей. – 1989. – №5. – С. 62-69.

Наукове видання

ТУРЕНКО Анатолій Миколайович
БОГОМОЛОВ Віктор Олександрович
КЛИМЕНКО Валерій Іванович
РИЖИХ Леонід Олександрович
ЛЕОНТЬЄВ Дмитро Миколайович
КРАСЮК Олександр Миколайович
МИХАЛЕВИЧ Микола Григорович

РЕАЛІЗАЦІЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ФУНКЦІЙ В ЕЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧНОМУ ГАЛЬМІВНОМУ КЕРУВАННІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

2-е видання, доповнене

Монографія

(рос. мовою)

Відповідальний за випуск *В.І. Клименко*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *Д.М. Леонтьєв*

Підписано до друку 25.12.2014 р. Формат $60 \times 84\ 1/16$. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі.
Ум. друк. арк. $26,1$. Обл.-вид. арк. $24,5$.
Зам. №$696/14$. Наклад 70 прим. Ціна договірна.

ВИДАВНИЦТВО
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел./факс: (057)700-38-72; 707-37-03, e-mail:rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04.2002 р.