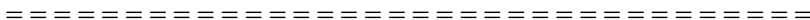


В.А. Кусяк  
О.С. Руктешель



ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ  
МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ  
АГРЕГАТОМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ

Монография

Минск,  
БНТУ,  
2015

УДК 629.03

Кусяк, В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов: монография / В.А. Кусяк, О.С. Руктешель.— Минск: БНТУ, 2015. — 295 с.

Рис. 154, табл. 20, источн. 248, прил. 3 (6 табл.), вклейки (8 рис)

ISBN 978-985-550-696-7

Проведен обзор конструкций современных мехатронных систем управления силовым агрегатом автомобиля на базе сухого фрикционного сцепления и механической коробки передач. Рассмотрены алгоритмы трогания с места, маневрирования и переключения передач. Приведены результаты имитационного моделирования переходных процессов, а также результаты синтеза алгоритмов переключения передач с центральной синхронизацией. Изложены требования к мехатронным системам и основы их проектирования. Представлены результаты полунатурного эксперимента по отладке макетного образца автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом автомобиля.

Издание предназначено для инженерно-технических работников, связанных с проектированием мехатронных систем и автоматизацией работы узлов и агрегатов мобильных машин.

Монография может быть также использована студентами, аспирантами и научными работниками ВУЗов технического профиля.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом  
Белорусского национального технического университета  
(протокол № 11 от 21. 11. 2014 г.)

Р е ц е н з е н т ы:

д-р техн. наук, профессор Ю.Д. Карпиевич;

д-р техн. наук, профессор С.А. Рынкевич

© Кусяк В.А.,  
Руктешель О.С., 2015  
© БНТУ, 2015

ISBN 978-985-550-696-7

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	6
ВВЕДЕНИЕ .....	7
1. ОБЗОР АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ .....	11
1.1. Тенденции развития автоматизированных систем управления механическими трансмиссиями мобильных машин .....	11
1.2. Современные автоматизированные мехатронные системы управления узлами силового агрегата.....	20
1.2.1. Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом ZF-AS Tronic .....	20
1.2.2. Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом Auto/Ultra Shift Transmission ...	32
1.2.3. Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом Mercedes Telligent GearShift automated .....	63
1.2.4. Опытно-промышленные образцы АМСУСА автомобильной промышленности Российской Федерации .....	71
2. АЛГОРИТМЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ .....	78
2.1. Объект автоматизации и его краткое описание .....	78
2.2. Структура, режимы и схема работы АМСУСА.....	79
2.3. Алгоритм трогания с места и стратегия управления сцеплением в автоматическом режиме управления силовым агрегатом .....	83
2.4. Алгоритм управления двигателем и сцеплением в процессе маневрирования.....	90
2.5. Алгоритм управления силовым агрегатом в режиме движения на передаче заднего хода.....	92
2.6. Алгоритм управления силовым агрегатом в режиме движения накатом.....	93
2.7. Алгоритм выбора передачи после режима торможения или движения накатом .....	95
2.7.1. Алгоритм управления силовым агрегатом в режиме торможения с последующим автоматическим выбором тяговой передачи .....	95

2.7.2. Алгоритм управления КП и сцеплением в режиме наката с последующим выбором тяговой передачи .....	98
2.8. Алгоритм процесса переключения передач и его структура .....	100
2.8.1 Командный режим переключения передач .....	102
2.8.2. Автоматический режим переключения передач .....	106
2.9. Синтез алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией включаемых элементов .....	107
2.9.1. Основные понятия и задачи синтеза алгоритмов переключения передач .....	107
2.9.2. Задача оптимизации и этапы подготовки к её решению	110
2.9.3. Выбор критериев эффективности при решении задачи синтеза параметров алгоритма переключения передач .....	114
2.9.4. Обоснование выбора метода оптимизации, описание алгоритма и условий прекращения поиска оптимальных параметров .....	116
2.9.5. Выбор стратегии решения многокритериальной задачи оптимизации .....	123
2.9.6. Расчетная динамическая схема и имитационная модель автомобиля для анализа процесса переключения передач .....	136
2.9.7. Результаты синтеза параметров алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией включаемых элементов .....	148
3. РАЗРАБОТКА МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ АВТОМОБИЛЯ И ПРОВЕДЕНИЕ ПОЛУНАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА .....	156
3.1. Технические требования к автоматизированной мехатронной системе управления силовым агрегатом .....	156
3.2. Испытательный стенд и контрольно-измерительная аппаратура .....	163
3.3. Обоснование выбора исполнительных механизмов АМСУСА .....	166
3.3.1. Исполнительный механизм управления двигателем и моторным тормозом .....	168
3.3.2. Исполнительный механизм управления сцеплением ...	182
3.3.3. Исполнительные механизмы управления коробкой передач .....	189

3.4. Имитация сопротивления движению .....	195
3.4.1. Электронная система и алгоритм управления порошковым электромагнитным тормозом .....	197
3.4.2. Расчет тормозного момента ПЭТ и момента инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля .....	202
3.5. Информационно-управляющая система стенда .....	206
3.6. Пульт оператора испытательного стенда и органы управления автоматизированной мехатронной системой .....	217
3.7. Адаптивный алгоритм управления дизельным двигателем. Определение характеристик и рабочих зон исполнительных механизмов ДВС .....	221
3.7.1. Алгоритм управления дизельным двигателем.....	221
3.7.2. Определение диапазона управления рычагом топливного насоса высокого давления .....	225
3.7.3. Исследование динамики двигателя при включении моторного тормоза .....	230
3.8. Определение характеристик и рабочих зон управления исполнительным механизмом сцепления.....	232
3.9. Исследование режима трогания с места.....	237
3.10. Исследование процесса переключения передач .....	241
3.10.1. Командный режим переключения .....	241
3.10.2. Автоматический режим переключения .....	244
 ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	 247
 ЛИТЕРАТУРА .....	 251
 ПРИЛОЖЕНИЕ А. Технические данные узлов и основные характеристики контрольно-измерительных приборов испытательного стенда.....	  275
 ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Результаты многокритериальной параметрической оптимизации алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией .....	  281
 ПРИЛОЖЕНИЕ В. Технические данные CAN-модулей.....	 290

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АМСУСА	автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом;
АПП	алгоритм переключения передач;
АТС	автотранспортное средство;
ДВС	двигатель внутреннего сгорания;
ЗПП	закон переключения передач;
ИМ	исполнительный механизм;
ИУС	информационно-управляющая система;
КПД	коэффициент полезного действия;
КП	коробка передач;
ПИД	пропорциональное интегрально-дифференциальное управление;
ПЭМК	пропорциональный электромагнитный клапан;
ПЭТ	порошковый электромагнитный тормоз;
ППП	процесс переключения передач;
ТНВД	топливный насос высокого давления;
ШИМ	шиотно-импульсная модуляция;
ЭБУ	электронный блок управления
ЭМК	электромагнитный клапан

## ВВЕДЕНИЕ

Развитие электроники и создание микропроцессоров нового поколения, появление высокоскоростных коммуникационных бортовых сетей и разработка стандартов ISO по передаче данных между встроенными электронными модулями дали мощный толчок к созданию и внедрению на автотранспортные средства высокоэффективных мехатронных систем управления силовым агрегатом.

Одним из наиболее перспективных направлений в этой области является разработка автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом на базе сухого фрикционного сцепления и механической ступенчатой коробки передач.

По сравнению с механическими и гидромеханическими аналогами, автоматизированные коробки передач обладают лучшим усредненным показателем удельной массы во всем диапазоне входных крутящих моментов. Алгоритм переключения в таких коробках – с центральной синхронизацией. Для выравнивания угловых скоростей включаемых элементов вместо синхронизаторов используется двигатель внутреннего сгорания, за счет чего конструкция КП получается компактнее и легче. Кроме того, на низших передачах, когда зубчатые зацепления, валы и подшипники нагружаются значительными усилиями, крутящий момент принудительно ограничивается ЭБУ двигателем, что также уменьшает габаритные размеры и массу коробки передач.

Учитывая остроту вопроса по увеличению компактности и снижению массы коробки передач, связанную с тенденцией роста крутящего момента и мощности двигателей, можно утверждать, что механические автоматизированные КП являются весьма перспективными и получают все большее распространение.

За рубежом проблеме автоматизации управления силовым агрегатом уделяется огромное внимание. На сегодняшний день над созданием и совершенствованием автоматизированных мехатронных систем работают исследовательские центры ведущих мировых автомобилестроительных концернов и специализированных фирм: Daimler-Chrysler (Германия-США), Volvo (Швеция), Scania (Швеция), ZF Friedrichshafen AG (Германия), Eaton (США). Современные АМСУСА Mercedes Telligent, Scania Opticruise, Iveco Euro Tronic automated, Volvo Geartronic, Volvo I-Shift, ZF AS-Tronic, Eaton Fuller

Auto/UltraShift серийно устанавливаются на грузовые автомобили, автобусы и автопоезда, улучшая их тягово-скоростные показатели и топливную экономичность.

По данным концерна Daimler-Chrysler AG (Германия-США) разработка электронно-диагностической системы Telligent позволила на 3-7% повысить топливную экономичность грузовых автомобилей нового поколения Mercedes-Benz ACTROS (рис. 1), значительно снизить затраты на их ремонт и обслуживание, а также уменьшить износ силового агрегата.



Рис. 1. Mercedes-Benz ACTROS полной массой 40 тонн образца 2003 года

Межсервисный интервал автомобилей нового модельного ряда, по сравнению с грузовиками Mercedes-Benz серии SK выпуска до 1996 года, увеличен вдвое и составляет 100000 км, моторесурс возрос до 1000000 км. Добавлен третий год гарантии на трансмиссионные узлы и агрегаты автомобиля (двигатель, сцепление, КП, мосты) при ограничении по пробегу до 450 тыс. км.

Эффект от использования только электронно-пневматической системы переключения передач Telligent GearShift automated для механических 16-ступенчатых коробок составил около одного литра топлива на 100 км пробега. Что объясняется, помимо более высокого КПД механических КП, использованием оптимальных законов и алгоритмов переключения передач с центральной синхронизацией, позволяющих сократить до минимума разрыв потока мощности и осуществить переключение в области минимальных



удельных расходов топлива. Кроме того, в конструкции КП отсутствуют синхронизаторы, за счет чего существенно снижены масса и уменьшены габариты коробки передач. Электронное ограничение передаваемого коробкой передач крутящего момента в процессе трогания и маневрирования позволяет разгрузить зубчатые зацепления, валы и подшипники трансмиссии, что также уменьшает габаритные размеры и массу коробки передач, исключает перегрузку и преждевременный износ силового агрегата.

Для отечественного автомобилестроения создание надежной, многофункциональной автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом остается нерешенной проблемой. На это есть ряд объективных причин: низкое качество или отсутствие производства автомобильных электронных узлов и компонентов, острая нехватка высококвалифицированных кадров в области мехатроники, малый опыт по разработке систем данного класса и недостаточное финансирование. Для сопоставления хочется отметить, что только доработка серийных АМСУСА Mercedes Telligent, в рамках заводской программы повышения качества, потребовала от немецких специалистов 2 года времени (1999-2000 гг.) и огромных денежных средств, объем которых эквивалентен серийной модернизации среднетоннажного грузового автомобиля. И это без учета затрат труда, времени и средств на разработку концепции, создание и испытания опытного образца АМСУСА.

Белорусские предприятия-производители грузовых автомобилей (ОАО «МАЗ», г. Минск), колесных тягачей (РУП «МЗКТ», г. Минск) и автобусов (ОАО «АМАЗ» г. Минск, УП «Неман», г. Лида) вынуждены закупать автоматизированные механические и гидромеханические силовые агрегаты за рубежом. По данным, предоставленным конструкторским бюро МЗКТ, стоимость силового агрегата, включающего дизельный двигатель и ступенчатую КП 16AS2601 немецкого концерна ZF Friedrichshafen AG, на 2007 составляла около 30 000 евро. Интересен тот факт, что при этом стоимость услуг по настройке системы под конкретную модель автомобиля и конкретные условия эксплуатации в 2007 году составляли 150 тыс., в 2008 году – около 75 тыс. евро.

Таким образом, разработка автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом автомобиля на базе сухого фрикционного сцепления и механической коробки передач является

важной и актуальной задачей. Ее решение позволит поднять технический уровень а, следовательно, и конкурентоспособность выпускаемой продукции. При этом немаловажным является выполнение государственной программы по импортозамещению, что даст возможность экономить значительные денежные средства.

Главы 1, 3 написаны В.А. Кусяком, глава 2 написана совместно.

# ГЛАВА 1. ОБЗОР АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ

## 1.1. Тенденции развития автоматизированных систем управления механическими трансмиссиями мобильных машин

Согласно исследованиям [1, 2, 3, 4], проведенным ОИМ НАН Беларуси, в ближайшее десятилетие более 80% инноваций в автомобилестроении будет связано с созданием многофункциональных мехатронных систем управления узлами и агрегатами мобильных машин. Одним из самых перспективных направлений в этой области является разработка автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом на базе сухого фрикционного сцепления и механической коробки передач [5, 6, 7, 8, с. 282, 9, с. 30, 10, с. 1, 11, с. 97, 12]

Автоматизация механических ступенчатых коробок передач, имеющих более высокий КПД, меньшую массу (рис. 1.1) и более низкую себестоимость изготовления по сравнению с гидромеханической передачей [13] открывает новые возможности для улучшения эксплуатационных характеристик АТС.

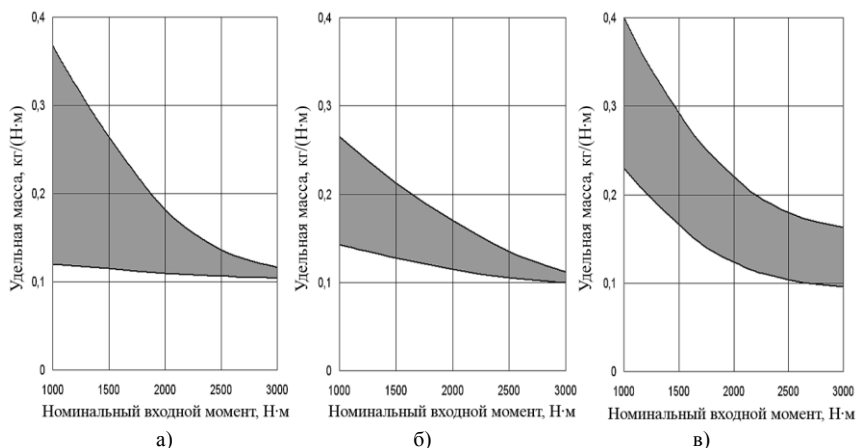


Рис. 1.1. Зависимость удельной массы КП от номинального входного момента:  
а – механические, б – механические автоматизированные, в – гидромеханические

Оснащение штатных узлов и агрегатов исполнительными механизмами и прецизионными электромагнитными клапанами с обрат-

ной связью, использование пропорциональных интегральных и интегрально-дифференциальных регуляторов в программном обеспечении процессора [14], а также возможность высокоскоростного сетевого обмена данными между электронными блоками позволяет оптимально управлять работой дизельного двигателя и сухого фрикционного сцепления на переходных процессах [15].

При этом обеспечивается соизмеримая с гидродинамической передачей плавность движения автомобиля при трогании и разгоне [8, с. 276, рис. 8.8, 9, с. 10, 10, с. 15, 16, с. 116, табл. 4.1], снижается до минимума время разрыва потока мощности при переключении передач [10, с. 16, 16, с. 134, 17, с. 404], уменьшаются износ и вероятность поломки деталей трансмиссии [18, 19, с. 4, 20]. Не менее важен тот факт, что при наличии АМСУСА существенно снижается расход топлива [12, 21, 22] и психофизическая нагрузка водителя [10, с. 1, 19, с. 5].

Специализированные фирмы производили автоматизированные механические коробки передач с середины 80-х годов, однако их удельный вес в общем объеме выпускаемых автомобилей был незначителен. Начиная с 1994 г., наблюдается устойчивая тенденция к оснащению автопарка такими системами. По данным корпорации Итон (Eaton, США), к середине 2001 г. более 31000 АМСУСА AutoShift было установлено на грузовых автомобилях и автобусах, эксплуатирующихся в Северной Америке. На конец 2004 г. общее количество автомобилей, оборудованных системой AutoShift, составляло 120000 ед.

Ведущие европейские производители также проводят интенсивные работы в этом направлении. К примеру, немецкая компания ZF Friedrichshafen AG выпускает автоматизированные трансмиссии ZF-AS TRONIC с 1996. К 2001 г. в странах ЕС несколько тысяч таких трансмиссий было установлено в 12- и 16- ступенчатом варианте на большегрузных автопоездах, и в 10- ступенчатом варианте на городских и междугородных автобусах. Согласно информации, предоставленной концерном Daimler-Chrysler (Германия-США), в 2001 году было продано более 45 тыс. автомобилей ACTROS, оборудованных АМСУСА Telligent Gearshift Automated. Всего с начала производства данной модели (1996 г.) объем продаж грузовиков превысил 200 тыс. единиц.

В настоящее время практически все автомобилестроительные корпорации и крупные специализированные фирмы наладили серийный выпуск автоматизированных мехатронных систем (см.

табл. 1.1), созданных на базе отработанных конструкций механических коробок передач с ручным управлением и сухих фрикционных сцеплений [7, 23, 24, 25, 26, 27, 28].

Таблица 1.1. Автоматизированные мехатронные системы переключения передач

Автомобиль (наименование АМСУСА)	Коробка передач	Кол-во передач	Диапазон изм. передач, чисел	Ном. входной момент, Н·м	Кол.. ускор. передач	Синхронизаторы			Педали сцепления
						Делитель	КП	Демульти- пликатор	
Mercedes-Benz Actros (Telligent Gearshift Automated)	G 211 EPS (HPS)	16	17,03	-	Нет	Есть	Нет	Есть	Нет*
	G 210 EPS (HPS)	16	17,10	-	1				
	G 240 EPS (HPS)	16	16,99	-	2				
	G 260 EPS (HPS)	16	17,11	-	3				
Volvo серий FH, FM (I-Shift, I-Sync, Volvo Geartronic)	VT2412AT	12	14,94	2400	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
	VT2214B	14	16,86	2200	Нет	Есть	Нет	Есть	
	VTO2214B	14	16,89	2200	1	Есть	Нет	Есть	
	VT2514B	14	16,41	2500	Нет	Есть	Нет	Есть	
	VTO2514B	14	16,45	2500	1	Есть	Нет	Есть	
MAN TG-A (TipMatic) IVECO E 38, E47 (EuroTronic automated) Renault Magnum (ZF-AS Tronic)	ZF 12AS2301	12	15,86	1900	Нет	Есть	Нет	Есть	Нет
	ZF 12AS2301	12	15,81	2300	1				
	ZF 16AS2601	16	17,03	2200	Нет				
	ZF 16AS2601	16	17,01	2600	1				
Scania R 124 (Scania Opticruise)	GRSH920	9	9,14	1600	Нет	Нет	Нет	Есть	Есть
	GRS 890	12	11,27	1400	Нет	Есть			
	GRS 900	14	16,38	1800	Нет	Есть			
	GRSO 900	14	16,40	2100	1	Есть			
Подзаказ (Eaton Fuller Auto / UltraShift transmission)	FM-14D310B-LST	10	14,74	1996	Нет	-	Нет	Нет	Есть / Нет
	RTO-16910C-AS3	10	17,53	2237	1	-			
	FOM-16D313E-LEP	13	14,25	2373	2	Нет			
	RTLO-16913L-DM3	14	16,70	2237	2	Нет			
	RTO- 17316 AS2	16	17,41	2373	1	Нет			
	RLTO-18918A-AS2	18	16,70	2508	2	Нет			

Примечание – \* используется в аварийном режиме для движения на принудительно включаемых 2-й и 5-й передачах.

Представленные системы функционируют только с двигателями EDC (Electronic Diesel Control), имеющими электронное управление топливоподачей, давлением наддува турбокомпрессора, моторным тормозом и оборотами вентилятора системы охлаждения (рис. 1.2).

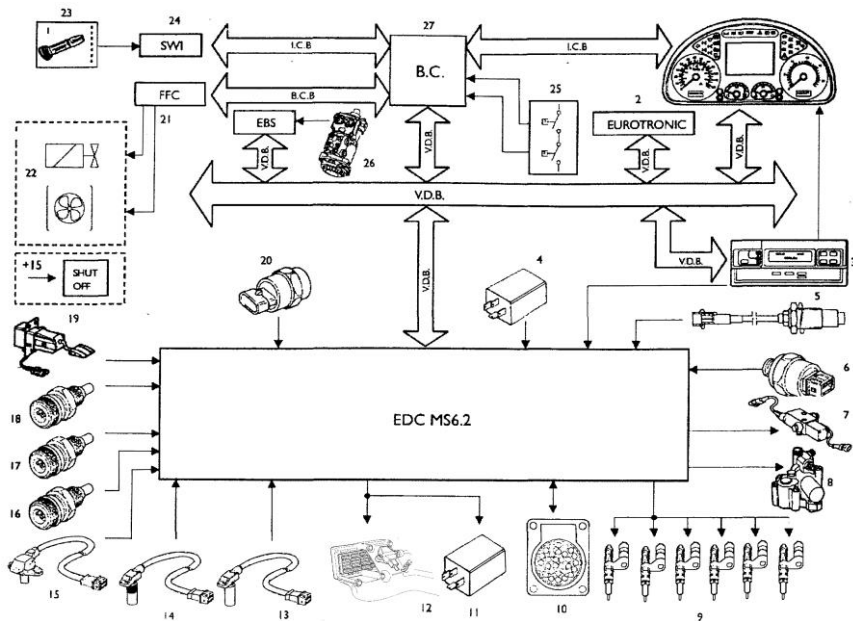


Рис. 1.2. Функциональная схема системы электронного управления дизельным двигателем грузового автомобиля Iveco Stralis:

1 – панель приборов; 2, 21, 24, 26, 27 – ЭБУ соответственно механической автоматизированной КП Eurotronic, вентилятора системы охлаждения, подрулевого селектора режимов движения, тормозной системы и бортового компьютера; 3 – тахограф; 4, 11 – реле ЭБУ двигателя и нагревательного элемента предпускового устройства; 5, 13, 14 – датчики частоты вращения соответственно ротора турбокомпрессора, распределительного и коленчатого валов двигателя; 6, 15 – датчики давления наддува турбокомпрессора и атмосферного воздуха; 16, 17, 18 – датчики температуры соответственно воздуха, охлаждающей жидкости двигателя и топлива; 19 – датчик положения педали акселератора; 7, 8, 22 – электроклапаны управления соответственно турбокомпрессором, моторным тормозом и вентилятором системы охлаждения; 9 – электрические насос-форсунки; 10 – 30-ти контактные диагностические разъемы; 12 – нагревательный элемент предпускового устройства; 20 – выключатель сцепления (механическая КП); 25 – блок датчиков давления хладагента кондиционера

Характерным признаком для всех АМСУСА является использование модульного и интеграционного принципов построения, предусматривающих объединение отдельных устройств в единую централизованно управляемую систему [29, с. 24, рис. 2, 30]. В такой интегрированной системе отдельные узлы, датчики, исполнительные механизмы и электронные блоки могут быть использованы для отработки различных управляющих алгоритмов. Двигатель внутреннего

сгорания, сухое фрикционное сцепление, антиблокировочная и противобуксовочная системы, гидродинамический тормоз-замедлитель (ретардер), бортовой компьютер, система управления оборотами вентилятора охлаждения двигателя имеют отдельные электронные блоки [8, с. 43, 31, с. 243, 32, с. 98, рис. 4.17, 33, с. 172, 34], запрограммированные на реализацию определенных функций и размещенные, как правило, вблизи управляемого органа. При этом возможно считывание необходимой информации и обработка комплексных алгоритмов с кратковременным управлением вышеперечисленными «периферийными» контроллерами со стороны «центрального» процессора, размещенного на корпусе коробки передач.

Для эффективной работы интегрированной системы управления локальные системы объединены в сеть, классифицирующуюся по способу передачи данных, топологическому признаку и типу протокола, используемого для обмена информацией [35, с. 127–152].

Очевидно, что модульное построение обеспечивает более высокую надежность системы, упрощает при необходимости ее модернизацию и диагностику [36, с. 45], а также дает возможность расширять функциональные возможности системы за счет наращивания электронных блоков управления.

Автоматизированные мехатронные системы позволяют осуществлять: трогание автомобиля с места, маневрирование с низкими скоростями на площадке ограниченных размеров, переключение передач, выбор передачи после торможения или движения накатом, остановку автомобиля, автоматическое поддержание заданной скорости движения.

Система может работать как в автоматическом режиме, так и в режиме командного переключения. Возможны установка нейтрали и включение передач заднего хода. Выбор режима и управление системой осуществляются клавишами консоли управления (система AutoShift / UltraShift), подрулевым переключателем (система TipMatic, Volvo I-Sync), либо перемещением специального селектора (рычага-джойстика), имеющего, как правило, одну или две степени свободы (системы Scania Opticruise, Iveco EuroTronic, Mercedes Telligent, ZF-AS Tronic, Volvo I-Shift, AutoShift/UltraShift).

В случае командного управления, наличие подрулевого рычага позволяет водителю переключать передачи, не отрывая рук от рулевого колеса, что повышает безопасность движения при прочих равных условиях. Но в некоторых случаях переключение подрулевым

рычагом (см. рис. 1.3) не очень удобно, например, когда рулевое колесо поворачивается на значительный угол при повороте автомобиля.

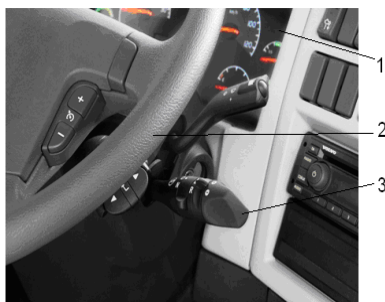


Рис. 1.3. Орган управления АМСУСА Volvo I-Sync автомобиля-тягача Volvo FE 4x2:  
1 – панель приборов; 2– рулевое колесо;  
3 – подрулевой переключатель режимов

В зависимости от конструктивного исполнения рычажок-джойстик может оснащаться кнопкой N выбора нейтрали и дополнительной, так называемой, функциональной кнопкой F (см. рис. 1.4), расширяющей возможности командного управления: выбор оптимальной или наивысшей передачи трогания; выбор передачи, соответствующей минимальному удельному расходу топлива, максимальной мощности, либо максимальной частоте вращения двигателя; блокировка включенной передачи и т.д. [37, с. 15].



Рис. 1.4. ЖКИ-монитор и рычаг-джойстик АМСУСА EuroTronic automated

Жидко-кристаллическое индикаторное табло (рис. 1.4), встроенное в приборную панель, отображает режим движения, номер включенной и рекомендуемой передач, диагностические коды неисправностей, износ сцепления, давление рабочего тела в системе, перегрузку сцепления с рекомендацией перехода на более низкую ступень и другую, полезную для водителя, информацию.



Момент переключения передач рассчитывается управляющим процессором в зависимости от нагрузки и скорости движения автомобиля [9, с. 128, 17, с. 161, ф-ла 4.1, 38, с. 33, 39, с. 25, 40, 41]. Для каждой передачи закон переключения индивидуальный. При этом возможна его реализация как в "экономичном", так и в "динамическом" вариантах [42, с. 24, рис. 3-4, 43, с. 117]. Интересен тот факт, что в большинстве случаев выбор момента переключения не связан с логическим абсолютно жестким двоичным условием "да/нет". Используется так называемое проактивное управление процессом с относительными критериями аппарата адаптивной нечеткой логики [35, с. 85, 44, 45, с. 135]. Это позволяет более адекватно управлять переключением передач по отношению к быстро изменяющимся дорожным условиям и стилю вождения водителя.

Алгоритм переключения базируется на принципе центральной синхронизации, при которой для выравнивания угловых скоростей включаемых элементов КП используется двигатель с элементами вспомогательной тормозной системы. Так, при переключении на высшую передачу синхронизация происходит либо за счет включения моторного тормоза (Mercedes Telligent Gearshift automated, Германия, Iveco EuroTronic automated, Италия) при частично включенном сцеплении и минимальной подаче топлива, либо с помощью многодискового трансмиссионного тормоза (ZF AS-Tronic, Германия, UltraShift, США) при полностью выключенном сцеплении. В последнем случае трансмиссионный тормоз устанавливается либо на одном из промежуточных валов КП [26], либо крепится отдельным модулем к картеру коробки [24] и имеет электропневматический (КП ZF 16AS2601) или электрогидравлический привод (КП Fuller FOM-16D313E-LEP). При переключении "вниз" выравнивание угловых скоростей происходит за счет увеличения подачи топлива при частично включенном сцеплении. Весь процесс переключения на смежную высшую или низшую передачу занимает от 0,3 до 0,6 с [46, с. 16]. Для сопоставления, аналогичный процесс в механической КП с ручным управлением происходит за 0,8–2,8 с. [16, с. 74, табл. 3.3, 17, с. 404, 42, с. 36].

Для создания АМСУСА к механической коробке и фрикционному сцеплению добавляются необходимые исполнительные механизмы с системами управления и электронные блоки. Узлы и агрегаты дополнительно оснащаются концевыми выключателями, датчиками частот вращения и перемещения. Принципиальная схема типовой АМСУСА с пневматическим приводом изображена на рис. 1.5.

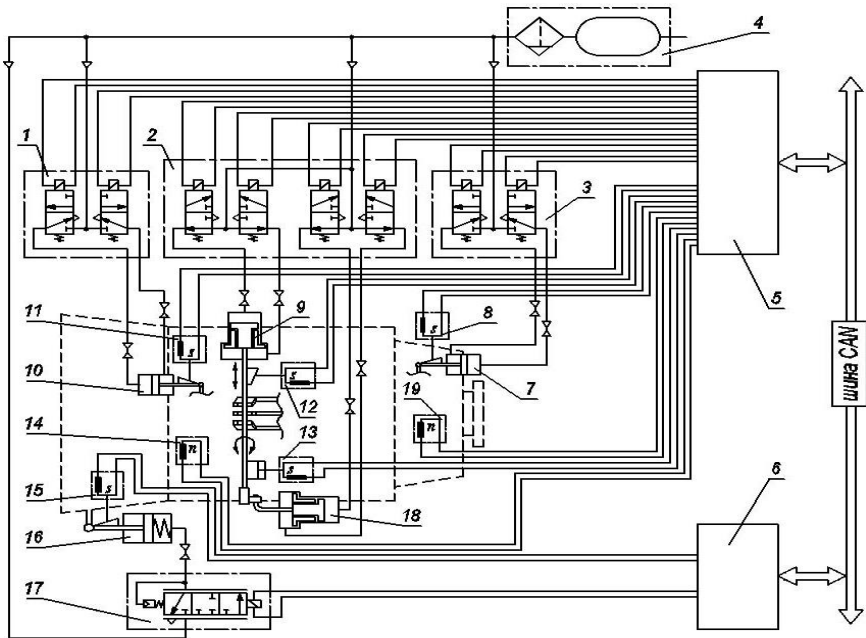


Рис. 1.5. Принципиальная схема АМСУСА с пневматическим приводом: 1, 2, 3 – клапаны управления делителем, КП и демультипликатором; 4 – питающая часть пневмопривода; 5, 6 – электронные блоки управления КП и сцеплением; 7, 11 – исполнительные механизмы делителя и демультипликатора с датчиками перемещения 8 и 11; 9, 18 – исполнительные механизмы выбора и включения передач с датчиками перемещения 12 и 13; 14, 19 – датчики частоты вращения входного и выходного валов КП; 16 – исполнительный механизм сцепления с датчиком перемещения 15; 17 – пропорциональный клапан управления сцеплением

АМСУСА интегрируется в установленную на автомобиле электронную сеть (рис. 1.6) – освещение, панель приборов, электронные система по управлению двигателем, антиблокировочной системой тормозов, противобуксовочной системой, раздаточной коробкой, блокировкой межосевых и межколесных дифференциалов. Например, на автомобилях Volvo серий FH и FM минимальная конфигурация сетевой платформы составляет 4 электронных модуля: бортовой компьютер (onboard computer [LCD]), модуль управления двигателем (electronic control module [ECM]), модуль управления электронными системами кабины (vehicle electronic control unit [VECU]), модуль освещения (light control module [LCM]) [27, с. 5]. По требованию заказ-

чика конфигурация платформы может быть расширена за счет интеграции в сеть дополнительных электронных систем.

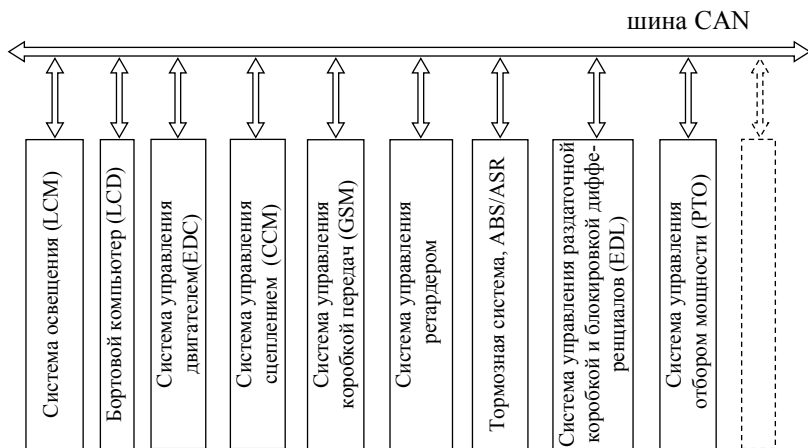


Рис. 1.6. Структура бортовой электронной сети автомобиля

В зависимости от класса мультиплексной системы [31, с. 244,35, с. 129, 47] обмен данными между всеми электронными модулями автомобиля производится по последовательной коммуникационной сети согласно одному из протоколов: J 1850 (10 ... 40 Кбит/с), VAN (Vehicle Area Network, 125 Кбит/с), J 1939/11 (250 Кбит/с), CAN (Controller Area Network) [35, с. 152, табл. 6.2]. Для мультиплексных систем класса С стандартом является CAN-протокол. Физический уровень, а также уровень передачи данных (т.н. канальный уровень) определены согласно международным стандартам ISO 11898/11519: низкоскоростная сеть CAN от 40 до 125 кбит/с [48, с. 8, 49, с. 11], высокоскоростная сеть CAN – до 1 Мбит/с [50, с. 31, 51, с. 4, 52, с. 17].

Разработка и внедрение стандартов по передаче данных между различными встроенными электронными модулями и использование локальной сети позволили стандартизировать, упростить, существенно снизить стоимость и сделать более надежной электронику для автомобильной промышленности.

Ввиду очевидных преимуществ автоматизированных механических трансмиссий, ведущие мировые производители сконцентрировали усилия на разработку и создание надежных, многофункциональных мехатронных систем управления силовым агрегатом.

## **1.2. Современные автоматизированные мехатронные системы управления узлами силового агрегата**

### **1.2.1. Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом ZF-AS Tronic**

Первый промышленный образец автомобиля, оснащенный мехатронной системой управления силовым агрегатом ZF-AS TRONIC концерна Zahnradfabrik Friedrichshafen AG (Германия), сошел с конвейера в 1996 году. К концу 2001 года АМСУСА ZF-AS TRONIC серийно устанавливалась в 10-, 12- и 16-ти ступенчатом исполнении (см. табл. 1.1) на автобусы, грузовые автомобили и автопоезда, эксплуатирующиеся в Европейском Сообществе. Принципиальная схема мехатронной системы управления силовым агрегатом автомобиля ZF-AS TRONIC второго поколения изображена на рис. 1.7.

Механическая часть АМСУСА ZF-AS TRONIC имеет отработанную стандартную для ZF конструкцию. Сухое дисковое сцепление 14 (рис. 1.7) аналогично сцеплениям, применяемым в трансмиссиях с ручным управлением. Отличительной особенностью, как видно из представленной ниже схемы, является отсутствие педали сцепления на рабочем месте водителя.

Работа сцепления полностью автоматизирована с помощью ЭБУ 8 и приводного исполнительного механизма, включающего силовой цилиндр 22 с датчиком перемещения 21 (см. рис. 1.7). В корпус пневмоцилиндра 1 (см. рис. 1.8.) интегрированы четыре электромагнитных клапана 31 (см. рис. 1.7), имеющих дроссели с различным проходным сечением [32, с. 69, рис. 3.9]. Клапаны могут работать как попарно синхронно, так и в режиме последовательного поэлементного управления. Управляемыми параметрами являются время и тактовая частота открытия-закрытия клапанов [32, с. 40]. Электронная система обеспечивает работу сцепления на всех режимах без энергетических и динамических перегрузок элементов трансмиссии, что, безусловно, возможно только при наличии точной и практически безинерционной обратной связи [53, 54]. Однако по какому именно параметру осуществляется обратная связь, каковы его пороговые значения, какого типа регулятор – дифференциальный, интегральный или интегрально-дифференциальный – используется в цепи управления, каковы тактовая частота сигнала и

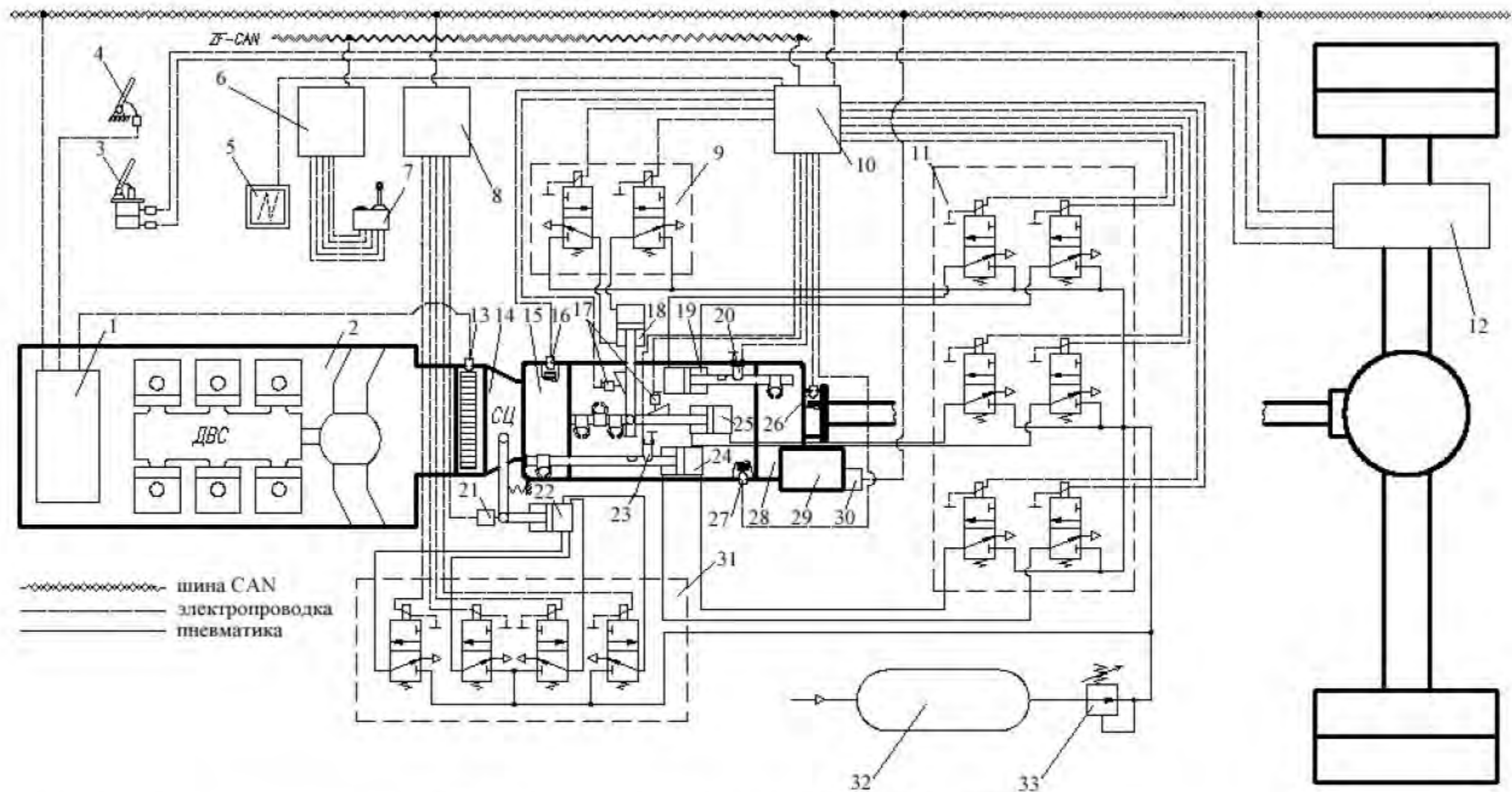


Рис. 1.7. Принципиальная схема мехатронной системы ZF-AS TRONIC II.

1, 6, 8, 10, 12, 30 – ЭБУ соответственно двигателем, селектора режимов, сцеплением, КП, АБС/ПБС и ретардером; 2 – ДВС; 3 – педаль тормоза с датчиками перемещения и давления; 4 – педаль «газа» с датчиком перемещения; 5 – ЖКИ-монитор; 7 – селектор режимов работы трансмиссии; 9, 11, 31 – электромагнитные клапаны управления делителем, КП и демультипликатором, сцеплением; 13, 16, 26, 27 – датчики частоты вращения; 14 – сухое фрикционное сцепление; 15, 28 – соответственно делитель и демультипликатор КП; 17, 21 – датчики перемещения; 18, 25 – пневмоцилиндры выбора и включения передачи; 19, 24 – пневмоцилиндры делителя и демультипликатора; 20, 23 – концевые выключатели; 22 – пневмоцилиндр включения сцепления; 29 – ретардер; 32 – ресивер; 33 – редукционный клапан

алгоритм управления клапанами — неизвестно.

Коробка передач с 2-мя промежуточными валами оснащена делителем 15 вального типа и планетарным демультипликатором 28 (см. рис. 1.7).

Передачи основной коробки не синхронизированы. Делитель и демультипликатор оснащены инерционными синхронизаторами. На передних концах промежуточных валов установлены масляный насос и пневматический многодисковый трансмиссионный тормоз [32, с. 9, 37, с. 10]. Работая совместно с системой управления двигателем при переключении на высшую передачу, трансмиссионный тормоз обеспечивает быструю и точную синхронизацию включаемых элементов КП в пределах заданного диапазона.

Согласно исследованиям [17, с. 404, 55, с. 2] для безударного включения передачи разность угловых скоростей синхронизируемых элементов должна быть не более  $3,14 \dots 6,28$  рад/с.

Рабочим телом для силовых цилиндров 18, 19, 22, 24, 25 привода сцепления (см. рис. 1.7), выбора штока и включения передачи в основной коробке, а также делителя и демультипликатора является сжатый воздух [46, с. 9]

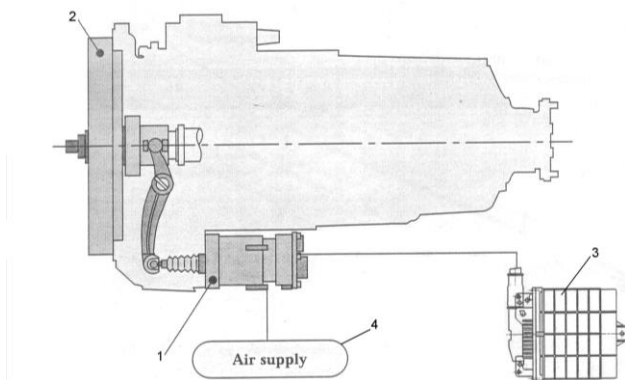


Рис. 1.8. Исполнительный механизм сцепления AMC ZF-AS TRONIC:  
1 – пневмоцилиндр; 2 – фрикционное сцепление; 3 – ЭБУ сцеплением; 4 – ресивер

Следует обратить внимание на архитектуру построения системы автоматика, базирующуюся на концепции модульной компоновки.

В мехатронной системе управления силовым агрегатом (см. рис. 1.7.) имеются 6 автономных модулей (ДВС, селектора режимов,

сцепления, переключения передач, ретардера, АБС/ПБС), имеющих соответственно свои электронные блоки управления 1, 6, 8, 10, 12 и 30. Каждый ЭБУ реализовывает заложенный в него алгоритм, обеспечивая требуемую для конкретного режима работы функциональность отдельных узлов и механизмов, и бесперебойную работу силового агрегата в целом. Обмен данными между электронными блоками осуществляется по шине CAN, т.е. с использованием локальной электронной сети. Протокол обмена - согласно стандарту SAE J1939, скорость передачи данных - 250 Кбит/с [32, с. 98]. Причем все ЭБУ должны иметь как минимум два CAN-интерфейса, так как, при возможном физическом повреждении одной шины, вторая обеспечит переадресацию информационных потоков.

Управление мехатронной системой осуществляется посредством селектора 7, выполненного в форме рычага-джойстика со встроенным или выносным поворотным переключателем режимов движения (рис. 1.9 и 1.10).

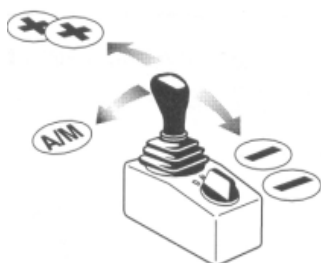


Рис. 1.9. Консольный рычаг-джойстик со встроенным переключателем и отдельным электронным блоком (E-Module):  
 A/M – переключение из автоматического (A) в командный (M) режим управления;  
 «+ / -» – переключение на высшую / низшую передачу; «++ / --» – переключение «вверх» / «вниз» через передачу; D – режим движения на передачах переднего хода; N – нейтраль;  
 R – режим движения задним ходом

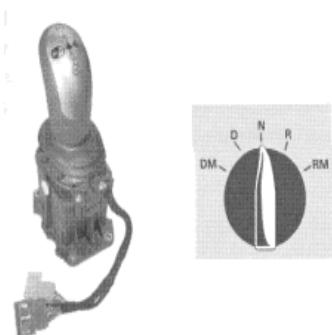


Рис. 1.10. Консольный рычаг-джойстик с интегрированным электронным блоком (E-Module) и выносным переключателем:  
 A/M – переключение из автоматического (A) в командный (M) режим управления;  
 «+ / -» – переключение на высшую / низшую передачу; «++ / --» – переключение «вверх»/«вниз» через передачу; S – функция выбора «экономичного» или «динамического» закона переключения; DM – маневрирование «вперед»; D – режим движения на передачах переднего хода; N – нейтраль; R – режим движения задним ходом; RM – маневрирование «назад»

Манипуляции водителя с рычагом и переключателем регистрируются матрицей сенсоров и передаются в автономный электронный блок 6 (см. рис. 1.7), имеющий 19 цифровых входов и 6 выходов [32, с. 42]. Полученная информация обрабатывается, преобразовывается в специализированные CAN-сигналы и поступает по отдельной ZF CAN-шине в распоряжение ЭБУ 10 управления КП. CAN сопряжение – согласно стандарту ISO/DIS 11898. Исходя из полученной информации, электронный блок 10 инициирует работу определенного алгоритма, взаимодействуя посредством CAN-шины транспортного средства с другими электронными блоками управления силовым агрегатом.

Помимо селектора режимов и поворотного переключателя электронный блок 6 (ZF E-Module, см. рис. 1.7) получает информацию от датчика оборотов вала отбора мощности, реле передачи заднего хода, дверного выключателя освещения и т.д., расширяя тем самым объем ввода/вывода модуля 10 управления коробкой передач.

Недостатком предложенной схемы соединений электронных компонент AMC ZF AS-Tronic (рис. 1.7) является избыточность коммуникационных линий и аппаратных средств. При наличии в сетевой платформе транспортного средства бортового компьютера (LCD) необходимость в отдельном электронном блоке для селектора режимов отпадает, равно как и необходимость в дополнительной ZF CAN-шине. Расположение и схема соединений всех электронных компонент мехатронной системы в этом случае изображены на рис. 1.11.

Функцию ZF E-Module по приему и обработке сигналов от рычага-джойстика и переключателя выполнит LCD, имеющий для этого достаточные аппаратные и вычислительные ресурсы. Передача данных будет происходить по CAN-шине транспортного средства. При такой архитектуре дорогостоящая сетевая инфраструктура класса C [35, с. 129] сводится к минимуму.

Практически все компоненты АМСУСА, включая ЭБУ трансмиссией, исполнительные механизмы (рис. 1.12), электрические разъемы и пневматические соединения, размещены в едином корпусе коробки передач. Гидродинамический тормоз-замедлитель ZF-INTARDER (ретардер 29, см. рис. 1.7) также интегрирован в коробку передач и имеет с ней единую систему циркуляции масла [32, с. 49, 37, с. 32].



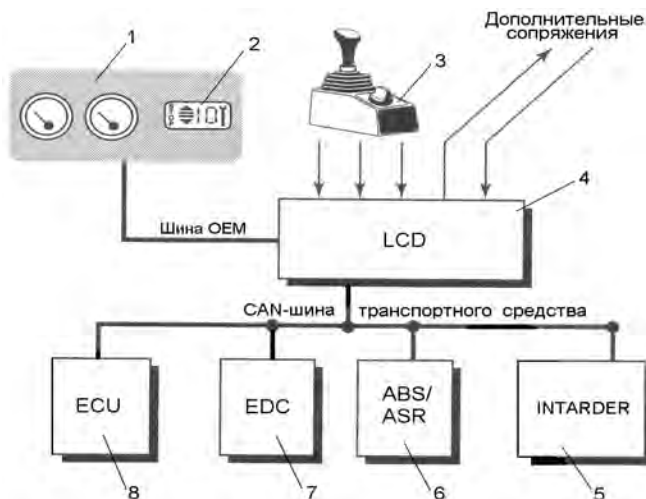


Рис. 1.11. Схема соединений электронных компонентов при наличии LCD: 1 – панель приборов; 2 – дисплей ЖКИ; 3 – рычаг –джойстик со встроенным переключателем; 4 – бортовой компьютер; 5, 6, 7, 8 – ЭБУ соответственно ретардером, ABS/ПБС, двигателем, трансмиссией

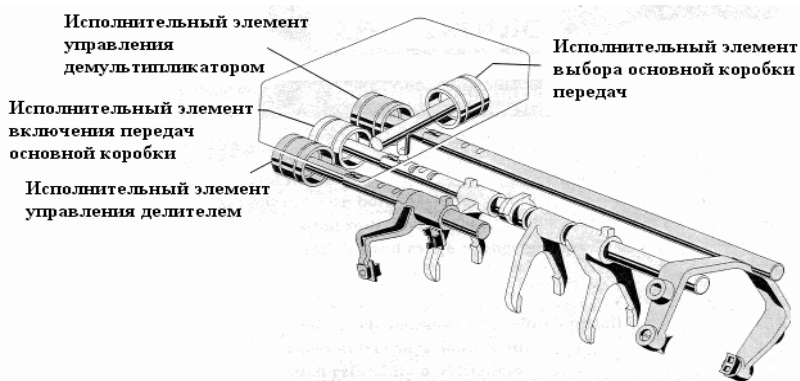


Рис. 1.12. Механизм управления коробкой передач ZF 16AS2601.

Из общего вида автоматизированной 16-ти ступенчатой коробки передач ZF 16AS2601 (рис. 1.13) четко просматривается, что снаружи корпуса имеется только один электрический разъем, два пневматических соединения и компактная электропроводка.

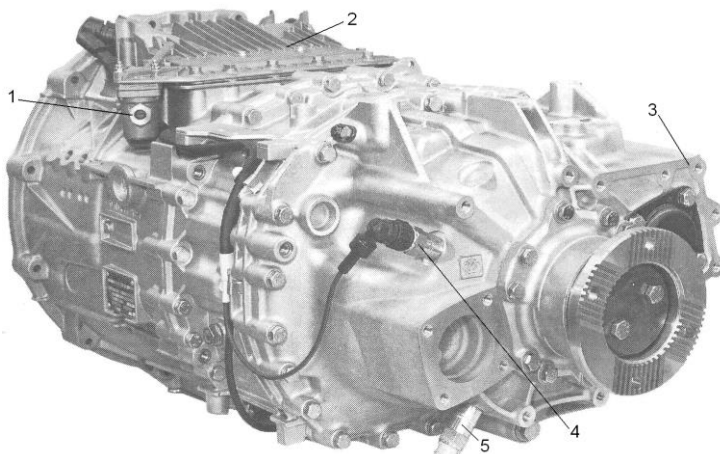


Рис. 1.13. Общий вид автоматизированной коробки передач ZF 16AS2601:  
 1– пневматический разъем; 2– крышка исполнительного механизма переключения передач; 3– фланец подсоединения механизма отбора мощности; 4 – позиционный датчик демультипликатора; 5– датчик частоты вращения выходного вала КП

Использование модульного принципа построения облегчает диагностику и техническое обслуживание автоматизированной системы переключения передач, а интеграция компонентов АМС в корпус КП позволяет увеличить долговечность элементов системы за счет исключения влияния вредных внешних факторов, включая физические повреждения.

Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом ZF-AS TRONIC позволяет осуществлять:

- трогание автомобиля с места;
- маневрирование на площадке ограниченных размеров;
- переключение передач в автоматическом и командном режимах;
- остановку автомобиля;
- автоматическое поддержание заданной скорости автомобиля.

Трогание автомобиля с места происходит следующим образом. После перевода поворотного переключателя (см. рис. 1.10) в положение D (drive – езда), водитель воздействует на педаль 4 управления двигателем (см. рис. 1.7). Параллельно, обработав информацию от подседельного концевого выключателя, датчиков 4, 13, 15 положения педали управления двигателем, частоты вращения коленчатого вала двигателя и входного вала КП [32, с. 57], ЭБУ 8 формирует сигнал на блок

31 электромагнитных клапанов, последние срабатывают и сжатый воздух поступает из ресивера 32 в пневмоцилиндр 22 привода. Сцепление выключается. Обработав сигнал от датчика 21 перемещения штока, ЭБУ 10 посылает последовательно сигналы на электромагнитные клапаны 11, отвечающие за сброс-наполнение полостей пневмоцилиндров 18, 25 выбора и включения передачи. После включения передачи (отслеживается датчиками 17 перемещения) электромагнитные клапаны кратковременно обесточиваются. Сцепление начинает замыкаться, но при этом крутящий момент не передается, что связано с выбором свободного хода (см. рис. 1.14, фаза 1).

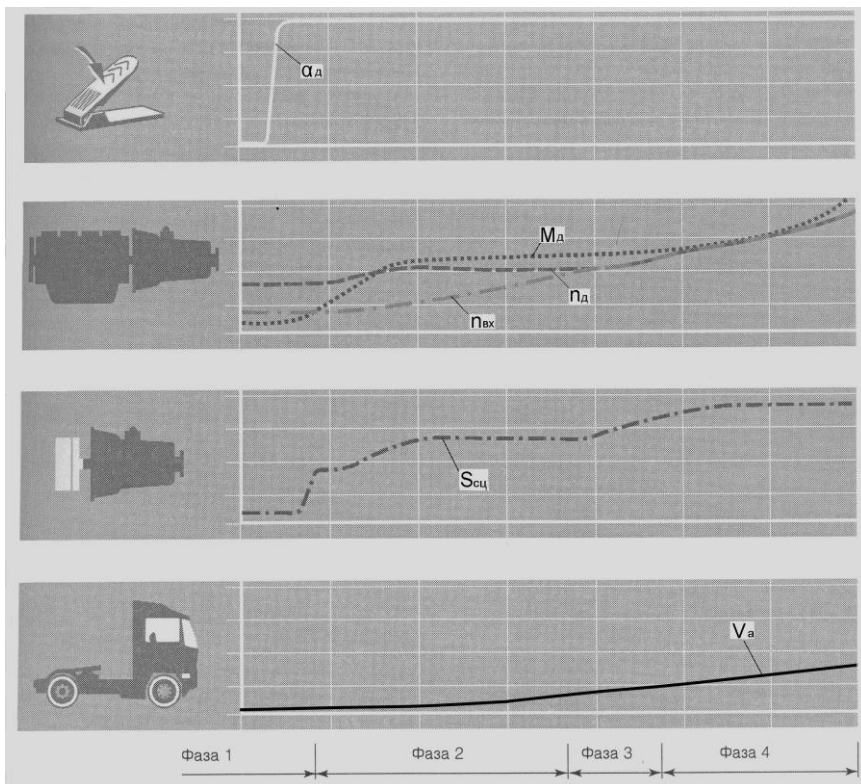


Рис. 1.14. Осциллограмма процесса трогания при полной нагрузке:

$\alpha_d$  – положение органа управления топливоподачей (педали акселератора);  
 $n_d, n_{вх}$  – частота вращения соответственно коленчатого вала двигателя и входного вала КП;  $M_d$  – крутящий момент двигателя;  $S_{сц}$  – перемещение рычага включения сцепления;  $V_a$  – скорость автомобиля

На второй фазе ЭБУ 8 в режиме поэлементного управления (или попарно синхронно) варьирует временем или тактовой частотой открытия-закрытия электромагнитных клапанов 31 (см. рис. 1.7). По мере выхода воздуха в атмосферу сцепление плавно замыкается, передаваемый крутящий момент увеличивается, а угловые скорости вращения ведущей и ведомой частей постепенно выравниваются. Автомобиль плавно трогается с места в соответствии с темпом, задаваемым водителем при нажатии на педаль акселератора.

При тепловой или динамической перегрузке сцепления на один или на несколько электромагнитных клапанов из блока 31 (см. рис. 1.7) подается напряжение, воздух поступает в пневмоцилиндр 22 и фрикционные диски начинают расходиться, что ограничивает или уменьшает передаваемый крутящий момент.

При достижении разности угловых скоростей в 5,24 рад/с [32, с. 58] происходит переход к третьей фазе (см. рис. 1.14), характеризующейся нарастанием передаваемого крутящего момента. Тангенс угла наклона кривой нарастания момента пропорционален темпу управляющего воздействия, задаваемого водителем на первой фазе. На четвертой фазе происходит полное включение сцепления. Сжатый воздух из пневмоцилиндра 22 через блок 31 (см. рис. 1.7) электромагнитных клапанов выпускается в атмосферу.

Таким образом, алгоритм трогания с места в автоматическом режиме представляет собой следующую последовательность операций: *управление поворотным переключателем режимов работы трансмиссии - полное выключение сцепления - управление коробкой передач - управление двигателем - включение сцепления*

При выходе из строя датчика 21 перемещения рычага включения сцепления (см. рис. 1.7) электронная система переходит в аварийный режим работы. Включение-выключение сцепления регулируется в соответствии с заложенной в электронный блок временной характеристикой [32, с. 40].

При маневрировании на ограниченном пространстве передаточное число первой, так называемой «ползущей» передачи  $U_1=17,03$  или заднего хода  $U_{зх}=15,77$  [13] не может обеспечить движение автопоезда с малой скоростью при полностью включенном сцеплении. Поэтому в режиме маневрирования отрабатывается следующий алгоритм управления силовым агрегатом. Водитель слегка воздействует на педаль управления топливopодачей (см. рис. 1.15).

Угловое положение отслеживается подпедальным датчиком перемещения. В зависимости от весового состояния автопоезда координаты положения педали при маневрировании находятся в диапазоне до 25 % от максимального хода [56, с. 3].

В системе ZF-AS TRONIC первого поколения этой информации было достаточно для идентификации такого режима движения как маневрирование [32, с. 59]. После чего ЭБУ 1 (см. рис. 1.7) уменьшает ширину импульса напряжения, подаваемого на электромагнитные клапаны насос-форсунок, ограничивая тем самым количество впрыскиваемого топлива и, как следствие, частоту вращения коленчатого вала ДВС (не более 1000 об/мин).

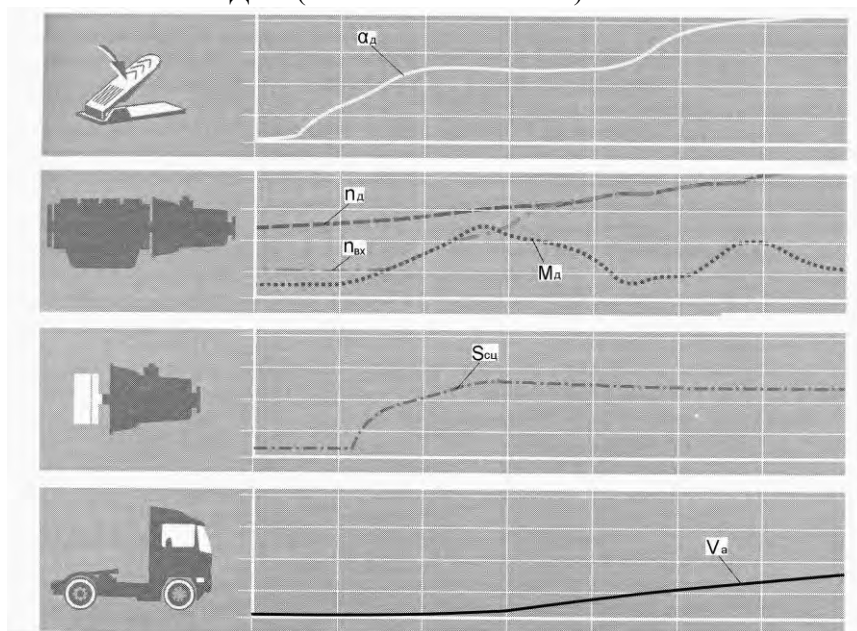


Рис. 1.15. Осциллограмма процесса маневрирования:

$\alpha_d$  – положение педали акселератора;  $n_d$ ,  $n_{вх}$  – частота вращения соответственно коленчатого вала двигателя и входного вала КП;  $M_d$  – крутящий момент двигателя;  $S_{сц}$  – перемещение рычага включения сцепления;  $V_a$  – скорость автомобиля

Параллельно ЭБУ 8 подает прямой токовый сигнал на блок 3/1 электромагнитных клапанов – сцепление выключается. Затем включается I передача или передача заднего хода (отработка алгоритма электронным блоком 10) и управление опять передается ЭБУ 8.

Принцип управления электромагнитными клапанами 31 тот же, что и при трогании с места. Однако в отличие от процесса трогания сцепление при маневрировании полностью не замыкается, а работает в режиме частичного включения, ограничивая крутящий момент, подводимый к ведущим колесам [57, с. 3].

Таким образом, алгоритм маневрирования в автоматическом режиме представляет собой следующую последовательность операций: *управление переключателем селектора режимов работы трансмиссии - полное выключение сцепления - управление коробкой передач - управление двигателем - частичное включение сцепления.*

К недостаткам предложенного алгоритма можно отнести сложность идентификации режима. В качестве информационных параметров для распознавания электронным блоком режима маневрирования используется положение педали управления топливоподачей, а точнее ее вероятностный диапазон, характеризующийся «нечеткостью» границ. При определенных условиях возможна ложная идентификация. Например, при маневрировании водитель, исходя из своего психофизического состояния, нажал на педаль акселератора чуть интенсивнее, чем обычно. Координаты положения педали вышли за «правдоподобную» область. Электроника распознала режим как трогание с места со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Возможен сбой и при трогании с места, когда водитель по какой-либо причине лишь слегка нажимает на педаль акселератора. Видимо, по этой причине селектор режимов ZF-AS TRONIC II оснащен выносным поворотным переключателем, имеющим помимо штатного набора позиций D -N -R, две дополнительные: DM и RM, соответственно маневрирование вперед и назад (см. рис. 1.10.). Данное решение способствует однозначному распознаванию задаваемого водителем режима движения.

Переключение передач в режиме маневрирования не производится.

Процесс переключения передач происходит с использованием центральной синхронизации, когда вместо синхронизаторов для выравнивая угловых скоростей включаемых элементов КП используется двигатель внутреннего сгорания или элементы вспомогательной тормозной системы. На рис. 1.16 изображена безмасштабная осциллограмма процессов переключения на смежные высшую и низшую передачи [46, с. 16–17].

Анализ процесса переключения на смежную высшую передачу (см.

рис. 1.16, а) позволил уточнить структуру алгоритма, используемую специалистами концерна ZhanradFabric Friedrichscafen AG для программирования электронных блоков управления силовым агрегатом автомобиля.

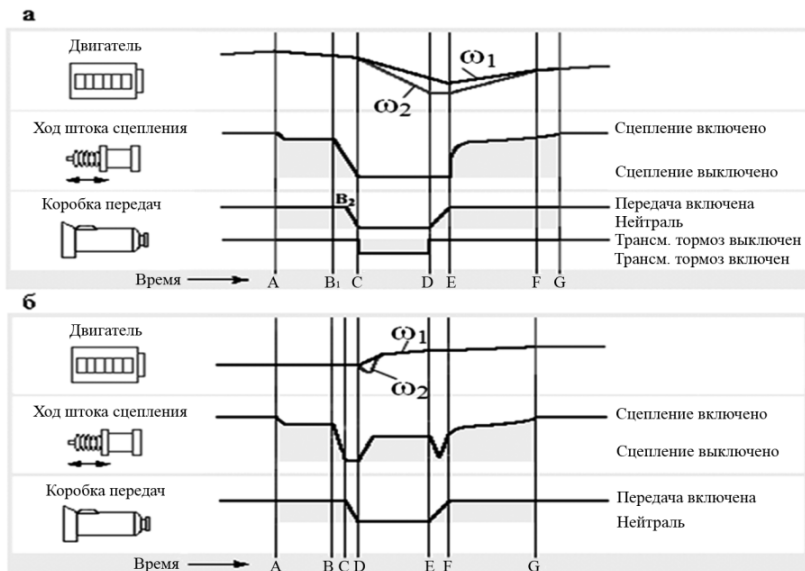


Рис. 1.16. Осциллограмма процессов переключения на смежные высшую (а) и низшую (б) передачи:

$\omega_1$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;  
 $\omega_2$  – угловая скорость выходного вала в приводе к первичному валу КП, рад/с;  
 A, B, B1, C, D, E, F, G – временные точки, характеризующие начало и завершение управления отдельными узлами силового агрегата

Алгоритм переключения на смежную высшую передачу имеет следующую структуру: *управление двигателем и частичное выключение сцепления (параллельно) - полное выключение сцепления - выключение предыдущей передачи при не полностью выключенном сцеплении - синхронизация с помощью управления трансмиссионным тормозом - включение последующей передачи - управление двигателем и частичное включение сцепления (параллельно) - прекращение управления двигателем и полное включение сцепления.*

Структура алгоритма переключения на смежную низшую передачу (см. рис. 1.16, б) следующая: *управление двигателем и частичное выключение сцепления (параллельно) - полное выключение сцепле-*

ния - выключение предыдущей передачи - частичное включение сцепления и управление двигателем (параллельно) - синхронизация с помощью управления двигателем - выключение сцепления и включение последующей передачи (параллельно) - полное включение сцепления.

Практический интерес в вышеописанном алгоритме, безусловно, вызывает процесс включения-выключения сцепления. В частности, при переключении на смежные высшую и низшую передачи процесс выключения сцепления разбивается на 2 этапа. На первом этапе *A-B* (см. рис. 1.16) происходит частичное, приблизительно 20 – 25 % (судя по пропорциям приведенной осциллограммы), выключение сцепления. При этом ЭБУ двигателя ограничивает (или полностью исключает) ширину импульсов, подаваемых на электромагнитные клапаны насос-форсунок, уменьшая количество подаваемого в цилиндры топлива. Как только снижение нагрузки достигло определенного уровня, и валы трансмиссии частично разгрузились от передаваемого момента, происходит полное выключение сцепления (этап *B-C*).

Интересно отметить, что полное выключение сцепления при переключении «вниз» происходит в 2 раза быстрее, чем аналогичный процесс при переключении «вверх» (см. рис. 1.16), т.е. с более высоким темпом. Кроме того, судя по характеру наклона ломанной линии, отображающей перемещение штока силового цилиндра, частичное выключение сцепления происходит с более низким темпом, чем полное.

Довольно значимым является тот факт, что выключение предыдущей передачи (этап *B<sub>2</sub>-C*) при переключении «вверх» начинается еще при неполностью выключенном сцеплении (см. рис. 1.16, *a*). Это позволяет сократить до минимума время разрыва потока мощности при переключении, а также значительно уменьшить общее время переключения передач без ухудшения оценочных показателей качества данного процесса.

В обоих случаях выключение передачи (этапы *B<sub>2</sub>-C* и *C-D*) происходит с более высоким темпом, чем включение (этапы *D-E* и *E-F*), что связано с необходимостью обеспечить безударное, «мягкое» соединение зубьев зубчатой муфтой КП.

Судя по виду осциллограммы, нарастание момента трения сцепления при его включении (этапы *E-F* и *F-G*, рис. 1.16, *a*) происходит по экспоненциальной зависимости. Определить темп включения сцепления не представляется возможным ввиду безразмерности временной шкалы. Следует отметить, что при переключении «вверх»



процесс включения сцепления разбит на 2 этапа. На первом этапе *E-F* происходит частичное включение сцепления при параллельном увеличении нагрузки на двигатель. После «слипания» ведомой и ведущей частей сцепления, управляющая электроника обеспечивает довключение сцепления (этап *F-G*). Разбиение процесса включения сцепления на 2 отдельных этапа необходимо, видимо, для ограничения передаваемого крутящего момента при буксовании ведомого и ведущего дисков, что в свою очередь позволяет снизить износ фрикционных накладок, обеспечить приемлемый энергетический режим и динамическую нагруженность трансмиссии.

Включение сцепления при переключении «вниз» (см. рис. 1.16, б) происходит одноэтапно (этап *F-G*). При этом начало включения сцепления производится со сдвигом по времени в момент, когда последующая передача еще полностью не включена. Данное решение способствует уменьшению общего времени переключения.

По данным, предоставленным концерном ZhanradFabric Friedrichscafен AG, время переключения на смежные высшую и низшую передачу составляет от 0,3 до 0,6 с [46, с. 16]. Для сопоставления время переключения передач в автомобиле- аналоге с обычной механической коробкой и ручным управлением составляет по разным оценкам от 0,8 с до 2,8 с [16, с. 73, рис. 3.9, 17, с. 404, 42, с. 36].

Вышеописанные особенности построения системы автоматики, алгоритмов трогания и переключения передач с центральной синхронизацией целесообразно учесть при разработке отечественной мехатронной автоматизированной системы переключения передач, а также проанализировать на имитационной модели достоинства и недостатки вышеописанных структур.

### **1.2.2. Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом Auto/Ultra Shift Transmission**

Eaton® Fuller® Automated Transmissions (США). Автоматизированные механические КП производятся концерном Eaton and Dana Corporation (США) с 1986 года. В 1994 году американскими специалистами была разработана первая автоматизированная система переключения передач AutoShift. По данным компании Eaton к середине 2001 года было произведено более 31000 автоматизированных мехатронных систем переключения передач, которыми оборудовались

силовые агрегаты грузовых автомобилей и автобусов. На тот момент АМСУСА комплектовалась 5, 6 7, 10 и 18-ти ступенчатými коробками передач. В сотрудничестве с концерном MAN (Германия) для европейского рынка была разработана 16-ти ступенчатая автоматизированная коробка передач EatonFullerAutoShift 16. К 2004 году выпуск АСПП AutoShift достиг 120000 единиц. На конец 2007 года потребителю предлагалось 2 типа автоматизированной системы управления силовым агрегатом: AutoShift Transmission и UltraShift Transmission, разработанные на базе механической 10-, 13-, 14- или 18- ступенчатой коробки передач и сухого фрикционного сцепления [23, 24, 25]. Принципиальным отличием двух вышеперечисленных систем является степень автоматизации работы силового агрегата.

В системе AutoShift педаль сцепления на рабочем месте водителя сохранена. Используется при трогании с места, маневрировании на площадке ограниченных размеров и остановке автомобиля. Переключение передач полностью автоматизировано. Для выравнивания угловых скоростей при переключении передач «вверх» используется моторный тормоз, приводимый в действие силовым пневматическим цилиндром при подаче управляющего сигнала от контроллера на двухпозиционный электромагнитный клапан [23].

Внешний вид автоматизированной 18-ти ступенчатой коробки передач Eaton RTLO-22918A-AS2, функционирующей в составе системы AutoShift (буквы AS в аббревиатуре), изображен на рис. 1.17, а ее основные технические характеристики, приведены в работах [23, 25].

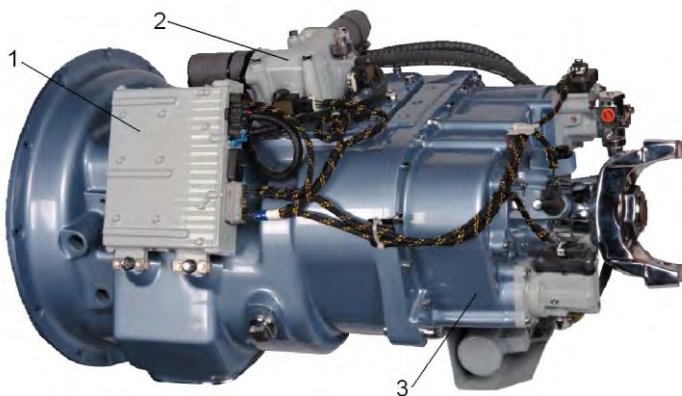


Рис. 1.17. Общий вид автоматизированной КП Eaton RTLO-22918A-AS2:  
1 - ЭБУ трансмиссией, 2 - электрический исполнительный механизм переключения передач, 3 - картер делителя и демультипликатора

UltraShift Transmission – полностью автоматизированная мехатронная система переключения передач. В кабине установлены две педали: педаль управления топливоподачей двигателя и педаль тормоза. Педаль сцепления отсутствует. Отличительной особенностью конструкции автоматизированной коробки передач (см. рис. 1.18), входящей в состав АМС UltraShift, является наличие инерционного тормоза (Inertia Brake). Данный механизм (см. рис. 1.19) представляет собой многодисковый трансмиссионный тормоз традиционной конструкции [58, с. 45–48] с электронным управлением. Инерционный тормоз интегрирован в корпус коробки передач, конструктивно выполнен отдельным модулем и крепится к нижней части картера КП (см. рис. 1.18). Основные технические характеристики автоматизированных коробок передач, функционирующих в составе системы UltraShift Transmission, приведены в табл. 1.1.

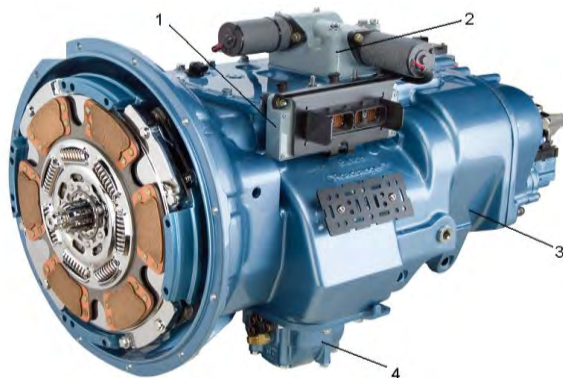


Рис. 1.18. Общий вид автоматизированной КП Fuller FOM-16D313E-LEP: 1- ЭБУ трансмиссией; 2 - электрический исполнительный механизм переключения передач; 3- картер делителя и демультипликатора; 4- инерционный тормоз

Автоматизированные 10-, 13-, 14- и 18- ступенчатые КП Eaton Fuller выполнены по схеме с двумя промежуточными валами, что дает возможность уменьшить ширину зубчатых венцов шестерен приблизительно на 40% и разгрузить на 50% подшипники валов [59].

Основная коробка – 5-ти ступенчатая, без синхронизаторов. Дополнительная коробка 3 (см. рис. 1.17 и 1.18), включающая двухступенчатые делитель и демультипликатор, имеет также два промежуточных вала.

Сцепление – 2-х дисковое с износостойкими керамическими накладками, обеспечивает до 800000 км пробега и передачу крутящего момента до 3050 Нм [23, 24]. В качестве исполнительного механизма сцепления использован поршневой цилиндр с гидравлическим электромагнитным клапаном [60, с. 3, 61 с. 16, код 21]. Управляемым параметром является давление в рабочей полости гидроцилиндра, регулируемое посредством прямого токового сигнала [60, с. 4] с использованием в цепи управления пропорционального интегрально-дифференциального регулятора [56, с. 7].

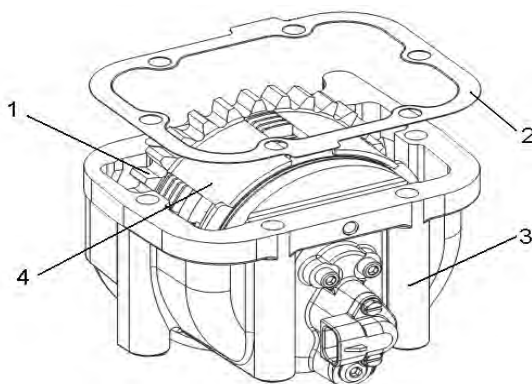


Рис. 1.19. Инерционный тормоз КП Fuller FOM-16D313E-LEP:  
1- шестерня ведомая; 2 – прокладка; 3- корпус тормоза; 4 – барабан фрикционов

Как видно из рисунков 1.17 и 1.18, отличительной особенностью конструктивного исполнения американских автоматизированных мехатронных систем AutoShift и UltraShift Transmissions является исполнительный механизм 2 выбора штока и включения передачи. В качестве последнего используются два компактных электрических двигателя постоянного тока, расположенные под углом  $90^\circ$  друг к другу (рис. 1.20).

Для выбора штока с последующим включением передачи необходимо преобразование вращательного движения якоря 1 (ротора) электродвигателя в поступательное перемещение приводного конечного элемента б (см. рис. 1.21). Это возможно при наличии в конструкции электродвигателя встроенного понижающего редуктора вального или планетарного типа с большим передаточным числом ( $U \geq 6$ ) [62, с. 43] и использовании в приводе зацепления типа «винт-гайка» с фиксацией одного из элементов.

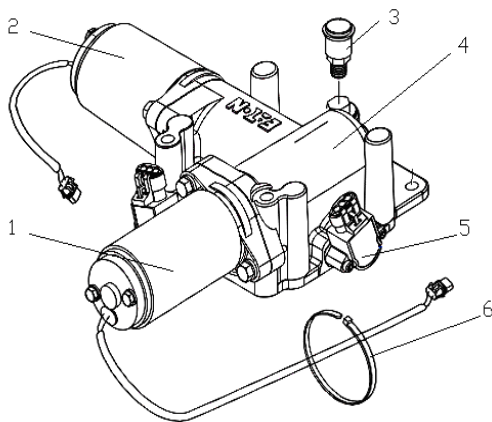


Рис. 1.20. Электрический исполнительный механизм переключения передач КП Fuller FOM-16D313E-LEP:  
 1, 2 – приводные электродвигатели;  
 3 – элементы крепежа;  
 4 – механизм переключения;  
 5 – датчик перемещения;  
 6 – стопорное кольцо

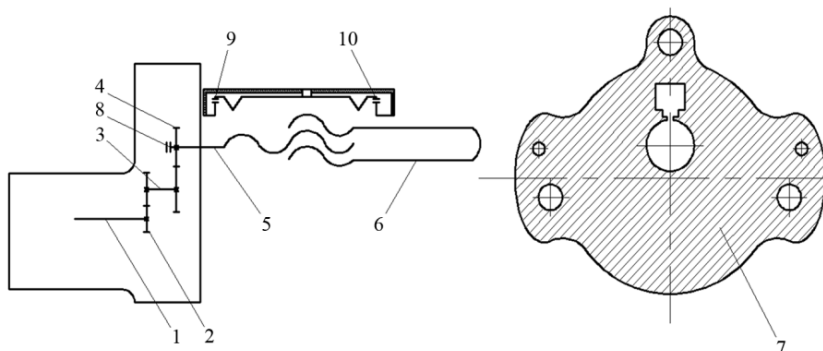


Рис. 1.21. Принципиальная схема электродвигателя с вальным редуктором:  
 1 – якорь; 2, 4 – ведущая и ведомая шестерни; 3 – вал - блок-шестерня; 5 – винт;  
 6 – управляющий вал («гайка»); 7 – корпус редуктора; 8, 9, 10 – концевые выключатели

Конструкция электрического исполнительного механизма [63] основной КП производства Eaton® Fuller® изображена на рис. 1.22. При вращении ротора электродвигателя 7 вращение передается винту 3, что вызывает осевое перемещение сферической гайки 4. При этом происходит угловое перемещение основания вилки в противоположную сторону с поворотом направляющей 2, а, следовательно, и пальца 1 на некоторый угол вдоль оси У-У. Таким образом, осуществляется выбор одного из трех штоков для последующего включения ползущей/задней передачи (позиция L/R), второй/первой (2/1) или четвертой/третьей (4/3) ступени в основной КП.

Включение передачи происходит после подачи импульса напряжения

на электродвигатель 13, вследствие чего, гайка 10, в зависимости от направления вращения ротора (определяется полярностью напряжения), поступательно перемещается вместе с пальцем 1 и ползуном предварительно выбранной передачи вправо или влево вдоль оси X-X по направляющей 2.

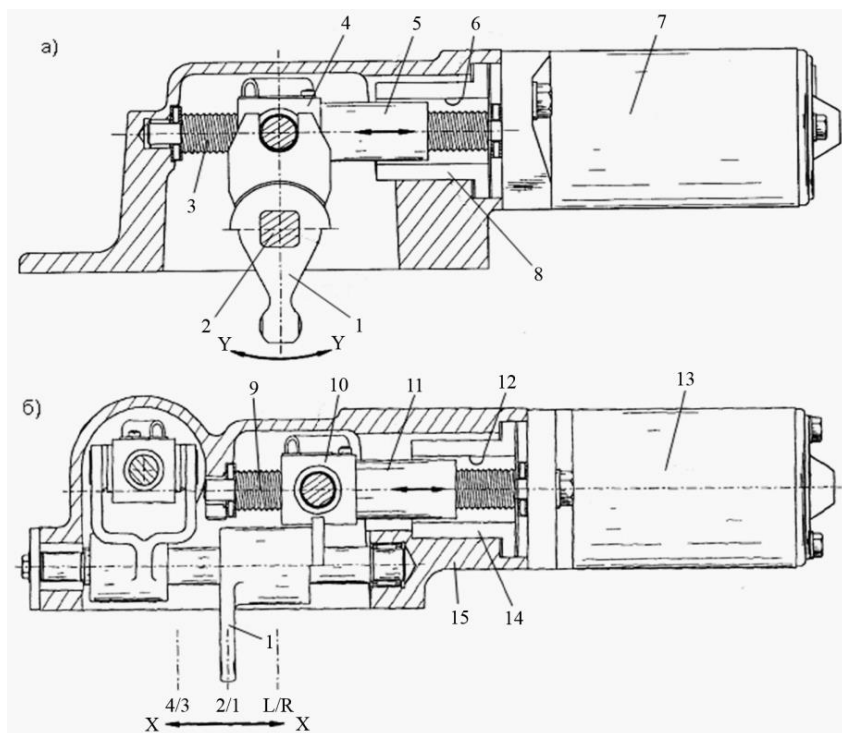


Рис. 1.22. Электрический исполнительный механизм КП Eaton® Fuller®:  
 а) – выбора штока КП; б) – включения передачи;  
 1 – палец; 2 – направляющая пальца; 3, 9 – винт; 4, 10 – сферическая гайка;  
 11 – втулка; 7, 13 – электродвигатели выбора и включения передачи;  
 8, 14 – электрические катушки

Для фиксации ЭБУ момента позиционирования пальца 1 в одном из вышеописанных положений используется бесконтактный датчик перемещения индуктивного типа. Основными элементами датчика являются катушка 8 (14), встроенная в корпус ИМ и расположенная соосно с

ротором электродвигателя; ферромагнитный сердечник, представляющий собой правую часть металлического винта 3 (9), находящегося в катушке, и алюминиевая втулка 5 (11), перемещающаяся вдоль винта 3 (9) вместе со сферической гайкой 4 (10).

Для тяжело нагруженных трансмиссий автопоездов катушка позиционного датчика имеет следующие параметры [63, с. 3]: диаметр подвижного сердечника (втулки 5) – приблизительно 16 мм; внутренний диаметр (6 и 12) катушки составляет приблизительно 22 ... 25 мм; длина – приблизительно 32 мм; число витков – около 3000 с общим сопротивлением приблизительно 180 Ом.

Известно, что величина падения напряжения в обмотках при кратковременном обесточивании катушки прямо пропорциональна длине ферромагнитного сердечника, находящегося в текущий момент времени внутри катушки [64, с. 81]. Длина сердечника определяется положением алюминиевой втулки 5 (11) в процессе ее осевого перемещения вдоль винта 3 (9). Напряжение питания катушки - 5В. Период обесточивания составляет 2 мс [63, с. 4]. Текущая величина падения напряжения на обмотках после обесточивания катушки рассчитывается процессором по формуле [63, с. 4]:

$$U_{пад} = U_0^{-t} \cdot \frac{R^2}{N^2}, \quad (1.1)$$

где  $U_0$ ,  $R$ ,  $N$  – соответственно напряжение питания, магнитное сопротивление и число витков катушки;  
 $t$  – текущее время.

Таким образом, падение напряжения на обмотках катушки 8 (14) (см. рис. 1.22) при нахождении пальца 1 в позиции L/R будет минимальным, что отображено на рис. 1.23 точкой 4 (линия 3) и максимальным для положения 4/3 (точка 6, линия 1).

ЭБУ может определять завершение процесса выбора штока или включения требуемой передачи измеряя величину текущего значения напряжения на катушке с последующим сопоставлением с сохраненными в памяти базовыми величинами (точки 4, 5, 6, рис. 1.23), либо расчетом мгновенной интенсивности падения напряжения на обмотках катушки. В последнем случае измеренная величина падения напряжения в обмотках поступает в компаратор, который конвертирует ин-

тенсивность падения напряжения в широтно-импульсный сигнал. Ширина импульса является входной величиной для высокоскоростного порта ввода микроконтроллера.

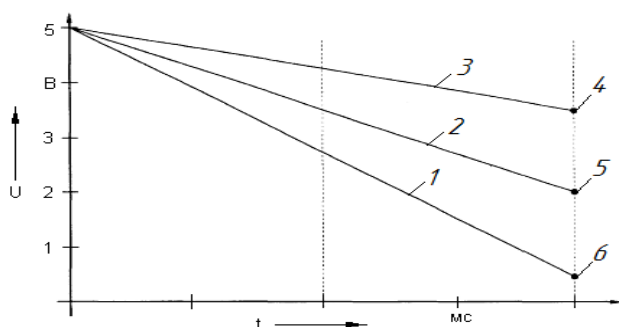


Рис. 1.23. Зависимость выходного сигнала датчика от времени обесточивания катушки

Преимущества электрического ИМ переключения передач по сравнению с пневматическими аналогами поршневого типа (ZF, МЗКТ, Mercedes, Volvo, КамАЗ):

- точность управления и быстродействие, обусловленные отсутствием зоны нечувствительности;
- безударное включение передачи ввиду равномерной скорости перемещения штока;
- отпадает необходимость в синтезе геометрических параметров пневмоцилиндров [65, с. 11], подборе сечения дросселя на входе/выходе [66, с. 10, табл. 1], выборе закона нарастания давления, установке дополнительных элементов, например, гидравлических демпферов [65, с. 14, рис. 3].

К недостаткам электрических исполнительных механизмов следует отнести:

- меньшую надежность ввиду большего числа прецизионных вращающихся элементов (ротор, зубчатые колеса, подшипниковые узлы);
- на порядок большую стоимость по сравнению с пневмоцилиндрами;
- возможный перегрев электромотора при выключении передачи с повреждением соответствующей цепи управления контроллера из-за так называемого эффекта «моментного замка» (зубья находятся в зацеплении и осуществляется передача крутящего момента);
- значительное энергопотребление.



Для нейтрализации двух последних недостатков специалисты корпорации Eaton разработали специальный метод [67] управления приводным электродвигателем при выключении передачи с последующей установкой нейтрального положения. Блок-схема алгоритма изображена на рис. 1.24.

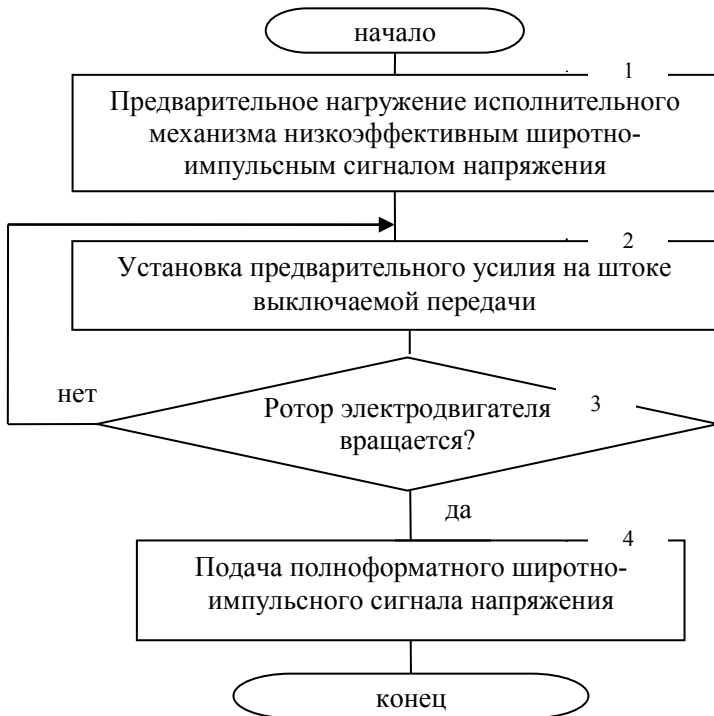


Рис. 1.24. Блок-схема алгоритма управления электрическим ИМ Eaton

Суть метода заключается в разбиении процесса выключения передачи на два этапа. На первом этапе ЭБУ 4 трансмиссии (рис. 1.25) подает на обмотки электродвигателя ИМ 5 низкоэффективный сигнал ШИМ. Под действием небольшого по величине тока происходит вращение якоря, сопровождающееся поступательным перемещением пальца 2 (рис. 1.26) вдоль оси  $Y-Y$ .

После выбора свободного хода палец упирается в стенку паза головки 8, 10 или 12 (рис. 1.26), пытаясь переместить в том же направлении штоки 9, 11 или 13 с вилками 5, 6 или 7.

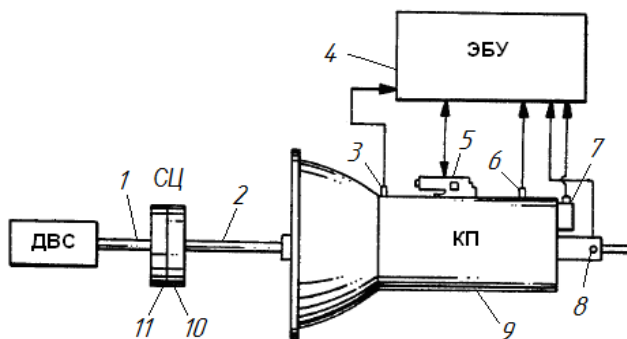


Рис. 1.25. Принципиальная схема автоматизированной трансмиссии Eaton:  
 1 – коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания; 2 – входной вал КП;  
 3, 6, 8 – датчики частоты вращения; 4 – ЭБУ трансмиссией; 5 – электрический ИМ КП;  
 7 – датчик перемещения; 9 – многоступенчатая механическая КП;  
 10, 11 – соответственно ведомая и ведущая часть фрикционного сцепления

Однако ввиду того, что передача нагружена крутящим моментом, дальнейшее перемещение пальца со штоком не происходит. Равно как и не происходит чрезмерные износ зубчатых колес в случае перемещения штока при подаче мощного полноценного широтно-импульсного сигнала, перегрев обмоток электродвигателя и повышенного энергопотребления со стороны исполнительного механизма.

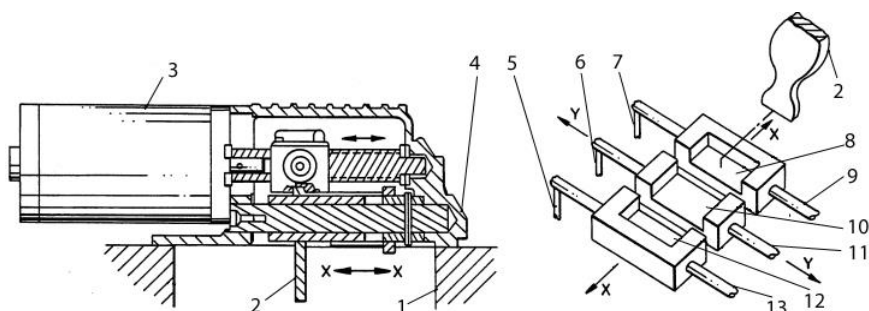


Рис. 1.26. Продольный разрез электродвигателя и вид в плане на ползуны КП:  
 1 – корпус коробки передач; 3 – приводной электродвигатель выбора штока;  
 4 – корпус исполнительного механизма КП;

Шток выключаемой передачи находится под воздействием так называемого предварительного нагружения. На палец 2 действует

постоянное усилие со стороны электродвигателя, равное приблизительно 222,5 Н [67, с. 10]. При этом ротор электродвигателя не вращается из-за эффекта «моментного замка», а постоянство прилагаемого на палец усилия обеспечивается контролером с использованием обратной связи по потребляемому электродвигателем току.

Второй этап начинается при разгрузке валов от передаваемого крутящего момента. Усилия на штоке становится достаточно для вывода из зацепления включенной передачи. Шток начинает перемещаться в направлении нейтрального положения, а вал приводного электродвигателя – вращаться. Этот момент является ключевым в предложенном алгоритме, поскольку сразу же после обнаружения вращения якоря на электродвигатель подается полноформатная ширина импульса напряжения (100% ШИМ-сигнал). Ток в обмотках, как следствие, увеличивается, что и обеспечивает максимальные ускорение и угловую скорость вращения ротора. Передача выключается за минимальный временной интервал.

Мониторинг за состоянием ротора (вращается/не вращается, см. рис. 1.24, блок 3) в момент разгрузки валопроводов осуществляет ЭБУ с использованием в цепи управления обратной связи. В качестве параметра обратной связи может быть использован как аналоговый сигнал потенциометра, так и величина ширины импульса напряжения на обмотке электродвигателя. И в том и в другом случае в алгоритме используется методика «наклонного усреднения» [67, с. 10].

В первом случае ЭБУ усредняет 4 последних оцифрованных показаний положения пальца 2 (рис. 1.26), фиксируемых роторным потенциометром 5 (рис. 1.20), и сравнивает полученное значение с текущим. Если разница составляет более 2 бит, ЭБУ распознает режим как «ротор вращается». Диапазон аналогового сигнала потенциометра составляет от 0 до 5 В, соответствующий диапазон оцифровки аналого-цифровым преобразователем – от 0 до 1023. Период каждого цикла составляет 2 мс [67, с. 11].

В алгоритме альтернативного варианта используется практически прямо пропорциональная зависимость между уровнем широтно-импульсной модуляции, необходимым для поддержания задаваемого тока в обмотках, и угловой скоростью вращения ротора электродвигателя. После достижения предварительного усилия на штоке выключаемой передачи (см. рис. 1.24, блок 2) уровень сигнала ШИМ устанавливается относительно постоянным [67, с 7, рис. 8] и фиксируется в ОЗУ в качестве базового. При этом уровень offset-

импульса, характеризующего величину установившейся ошибки при автоматическом регулировании, составляет 2,5 % [67, с. 11]. При незначительном вращении ротора электродвигателя, имеющем место, когда предварительного усилия на пальце 2 (см. рис. 1.26) становится достаточно для перемещения штока 9, 11 или 13 в нейтральное положение, ширина импульса напряжения увеличивается. Это связано с тем, что электронный блок стремится обеспечить требуемый уровень тока для обеспечения усилия в 222,5 Н на штоке выключаемой передачи. При отработке алгоритма в пределах цикла (каждые 2 мс) четыре последних базовых сигнала ШИМ усредняются, и, полученное значение сопоставляется микропроцессором с текущим ШИМ-сигналом. Если разница составляет не более 0,5 %, [67, с. 12] то считается, что ротор электродвигателя не вращается. По истечении 50 мс при стабильном значении ширины импульса текущее значение ШИМ-сигнала становится базовым и цикл повторяется. Если текущее значение ширины импульса модулированного напряжения становится больше суммы базового и offset-импульса, то считается, что ротор электродвигателя вращается.

Согласно исследованиям, проведенным американскими специалистами, более предпочтительной является обратная связь, основанная на изменениях в ширине импульсов напряжения, а не на показаниях положения пальца механизма переключения. Выигрыш по времени, с момента обнаружения вращения ротора до позиционирования в нейтральное положение, составляет 0,05 с (0,15 с против 0,1 с) [67, с. 6, рис. 7, с. 8, рис. 9], что положительно сказывается на общем времени переключения.

Следует отметить, что наряду с вышеописанными конструкциями поршневых (см. рис. 1.12) и электрических исполнительных механизмов КП (см. рис. 1.20 и 1.22) довольно широкое распространение получили диафрагменные исполнительные механизмы [68, 69] с перекрещивающимися под прямым углом осями штоков включения и выбора передач (рис. 1.27, 1.28).

Предлагаемая конструкция механизмов обеспечивает, по сравнению с поршневыми аналогами, более высокое быстродействие – 10...15 мс против 30...40 мс [70, с. 9], что объясняется довольно широкой зоной нечувствительности поршня с уплотнением. В итоге, сокращается общее время переключения на смежные высшую или низшую передачу.

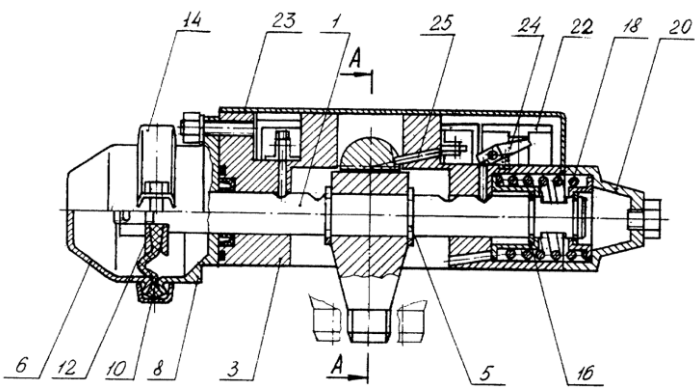


Рис. 1.27. Диафрагменный механизм переключения передач:  
 1 – шток; 3 – корпус; 5 – стопорное кольцо; 6, 8 – корпус пневмокамеры;  
 10 – диафрагма; 12 – тарелка; 14 – крепление; 16 – стакан;  
 18 – возвратная пружина; 20 – корпус позиционного устройства;  
 22, 24, 25 – бесконтактные датчики положения; 23 – крышка.

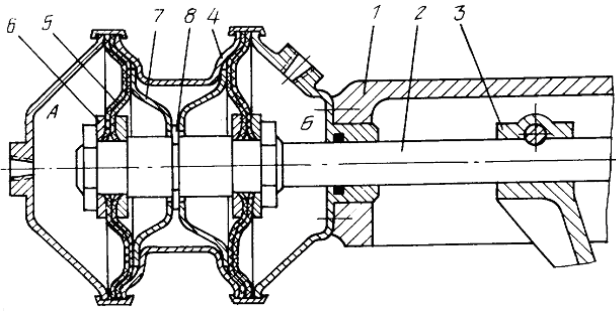


Рис. 1.28. Диафрагменный механизм переключения передач:  
 1 – корпус исполнительного механизма; 2 – шток; 3 – вилка переключения;  
 4 – корпус пневмокамеры; 5 – диафрагма; 6 – шайба центральная;  
 7 – шайба тарельчатая; 8 – кольцо стопорное; А, Б – рабочие полости пневмокамер

Кроме того, использование диафрагм вместо поршней, требующих трудоемкого выполнения и большой точности элементов конструкции, а также использование бесконтактных датчиков значительно упрощает конструкцию исполнительного механизма.

Серьезным недостатком является потеря работоспособности исполнительного механизма при разрыве диафрагмы. Поэтому, как показали исследования [66], наиболее целесообразным исполнительным механизмом КП для системы автоматического управления

с центральной синхронизацией является поршневой пневматический ИМ с перекрестным расположением силовых элементов.

В качестве исполнительного механизма дополнительной КП (делителя и демультипликатора) в системах AutoShift и UltraShift Transmission используется силовой гидравлический цилиндр (рис. 1.29) двустороннего действия [63, с. 7]. Шток 11 с вилкой 20 может занимать три устойчивых положения *L-N-H*, соответствующие включению повышающей *H* или понижающей *L* ступени делителя (диапазонного редуктора), либо установке нейтрального положения *N*. Блок 19 электромагнитных клапанов отвечает за наполнение/опорожнение полостей 15, 17 силового цилиндра 18.

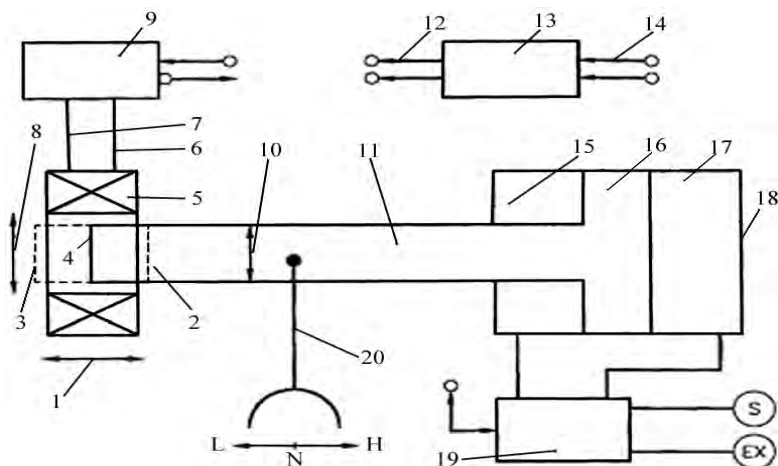


Рис. 1.29. Исполнительный механизм дополнительной КП:

- 1, 8 – ширина и внутренний диаметр катушки 5; 2, 3, 4 – положения концевой части штока 11 соответственно в позициях Н-Н-*L*; 6, 7 – концы обмоток катушки 5;
- 9 – измерительное устройство с регулятором напряжения; 10 – диаметр штока 11;
- 12, 14 – соответственно выходные и входные сигналы микропроцессорного блока 13;
- 15, 17 – рабочие полости гидроцилиндра 18; 16 – поршень;
- 19 – блок электромагнитных клапанов; 20 – вилка включения передачи;
- S*, *EX* – нагнетательная и сливная магистрали

Микропроцессорный блок 13, обрабатывая входные сигналы 14, формирует управляющее воздействие 12 на электромагнитные клапаны блока 19, генерируя на соответствующем выходном порту широтно-импульсную модуляцию сигнала.

К недостаткам предложенной стратегии управления клапанами на основе ШИМ-сигнала следует отнести сложность управляющего алгоритма, требующего введения обратной связи по перемещению, использование нормирующих преобразований входной величины в блок инициализации ШИМ и использование дополнительных функциональных блоков в структуре программы. Хотя для установки штока *11* с вилкой *20* в позиции *L* или *H* достаточно использовать простой сигнал TRUE / FALSE с индикацией конечного положения с помощью, например, конечных выключателей. Однако для обеспечения нейтрального положения штока *11* ШИМ-управление имеет явные преимущества, ввиду возможности пошаговой обработки управляющего алгоритма внутри цикла программы на основе обратной связи по мгновенным значениям положения штока *11* с вилкой *20*.

Так же как и в основной КП, информацию о положении штока *11* гидроцилиндра *18* (см. рис. 1.29) дает бесконтактный индуктивный датчик, основными элементами которого являются электрическая катушка *5* с обмотками и крайняя левая часть цилиндрического штока *11*, играющая роль ферромагнитного сердечника. Принцип работы и основные технические характеристики индуктивного датчика подробно описаны на странице 38 монографии.

Редуктор напряжения и управляющее устройство *9* (см. рис. 1.29) необходимо для питания катушки, измерения падения напряжения на обмотках при обесточивании, формирования выходных и получение входных сигналов на (от) микропроцессорного блока *13*.

Управление AMC AutoShift и UltraShift Transmissions осуществляется либо с помощью специальной консоли (рис. 1.30, *a*), расположенной в кабине на панели приборов, либо с помощью селектора режимов движения (рис. 1.30, *б*), конструктивно выполненного в виде рычага-джойстика и расположенного на месте традиционного рычага переключения передач.

Помимо кнопок (позиций) выбора режимов работы силового агрегата на консоли (рычаге-джойстике) имеются: 2 кнопки (позиции) выбора направления переключения передач «вверх-вниз» (SHIFT), индикаторы включения соответствующих режимов, индикатор включения режима отбора мощности (PTO-Power Take Off), а также диагностический индикаторный светодиод SERVICE.

На панели приборов имеется ЖКИ-монитор (Gear Display, см. рис. 1.31), отображающий номер включенной передачи при движении, последующей при переключении, нейтраль, режим буксования сцепления с рекомендацией более плавного включения (AMC AutoShift), информацию о перегреве сцепления с параллельной подачей звукового сигнала (AMC UltraShift), готовность системы к работе, а также обнаружение сбоев в коммуникациях и электрических цепях [61, с. 8, 71, с. 6].

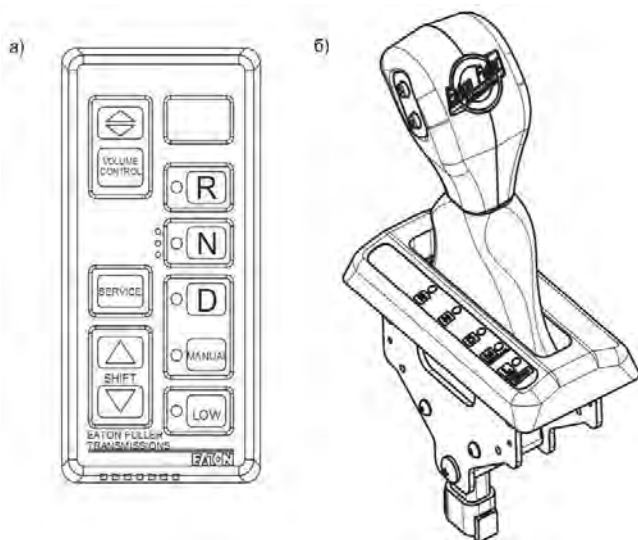


Рис. 1.30. Орган управления мехатронной системой AutoShift / UltraShift:

*R* – режим движения задним ходом; *N* – нейтраль;  
*D* – режим движения с автоматическим переключением передач; *MANUAL* – режим движения с командным переключением (осуществляется водителем); *LOW* – режим движения с максимальным тормозным моментом двигателя

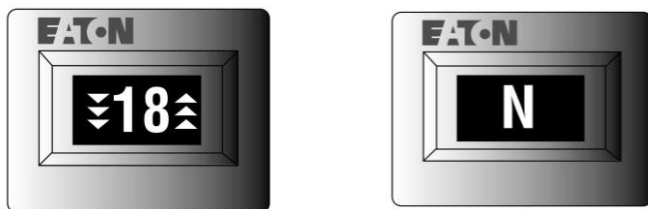
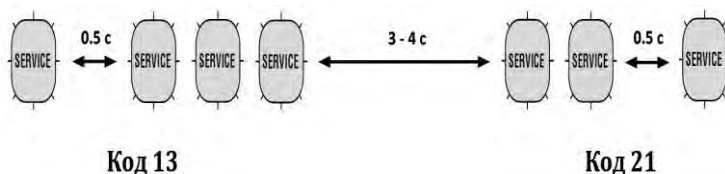


Рис. 1.31. ЖКИ-монитор Eaton



Возможные неисправности компонентов автоматизированной мехатронной системы AutoShift/UltraShift отслеживаются встроенной системой самодиагностики и записываются в оперативную память электронного блока управления. При отсутствии специализированной станции техобслуживания (например, поломка в пути) водитель имеет возможность самостоятельно обнаружить неисправность и попытаться ее устранить. Для считывания кодов необходимо повернуть ключ в замке зажигания 2 раза, выдерживая 5-секундный интервал в позиции «включено». Через 5 секунд индикаторный светодиод SERVICE (см. рис. 1.30) начинает отображать коды ошибок в двоичной системе счисления (рис. 1.32).



**Код 13**

**Код 21**

Рис. 1.32. Процедура считывания кодов ошибок:

*код 13* – сбой в работе ЭБУ трансмиссии;

*код 21* – повреждена обмотка электромагнитного клапана ИМ сцепления

В базе данных 83 кода [61, с. 16]. После устранения неисправности, ЭБУ производит «опрос» компонентов системы и, если отклик находится в «правдоподобной» области, коды ошибок стираются из оперативной памяти.

Принципиальная коммуникационная схема компонентов мехатронной системы AutoShift / UltraShift III поколения изображена на рис. 1.33 и 1.34.

Как видно из представленных схем, электронный блок 2 управления трансмиссией имеет два CAN-интерфейса (порты 1, 2, 3, 10, 11). Выполнен в пыле-и влагозащитном корпусе (см. рис. 1.35), устойчив к электромагнитному излучению, повреждениям извне и изменению полярности напряжения.

ЭБУ 2 получает и обрабатывает информацию от датчиков 23 (26) и 24 (27) (см. рис. 1.33, 1.34) перемещения рычага выбора штока и вилки включения передачи, трех индуктивных датчиков 19, 20, 21 (22, 23, 24) частоты вращения входного, вторичного основного и выходного валов КП, 8-ми позиционного селектора 4 режимов дви-

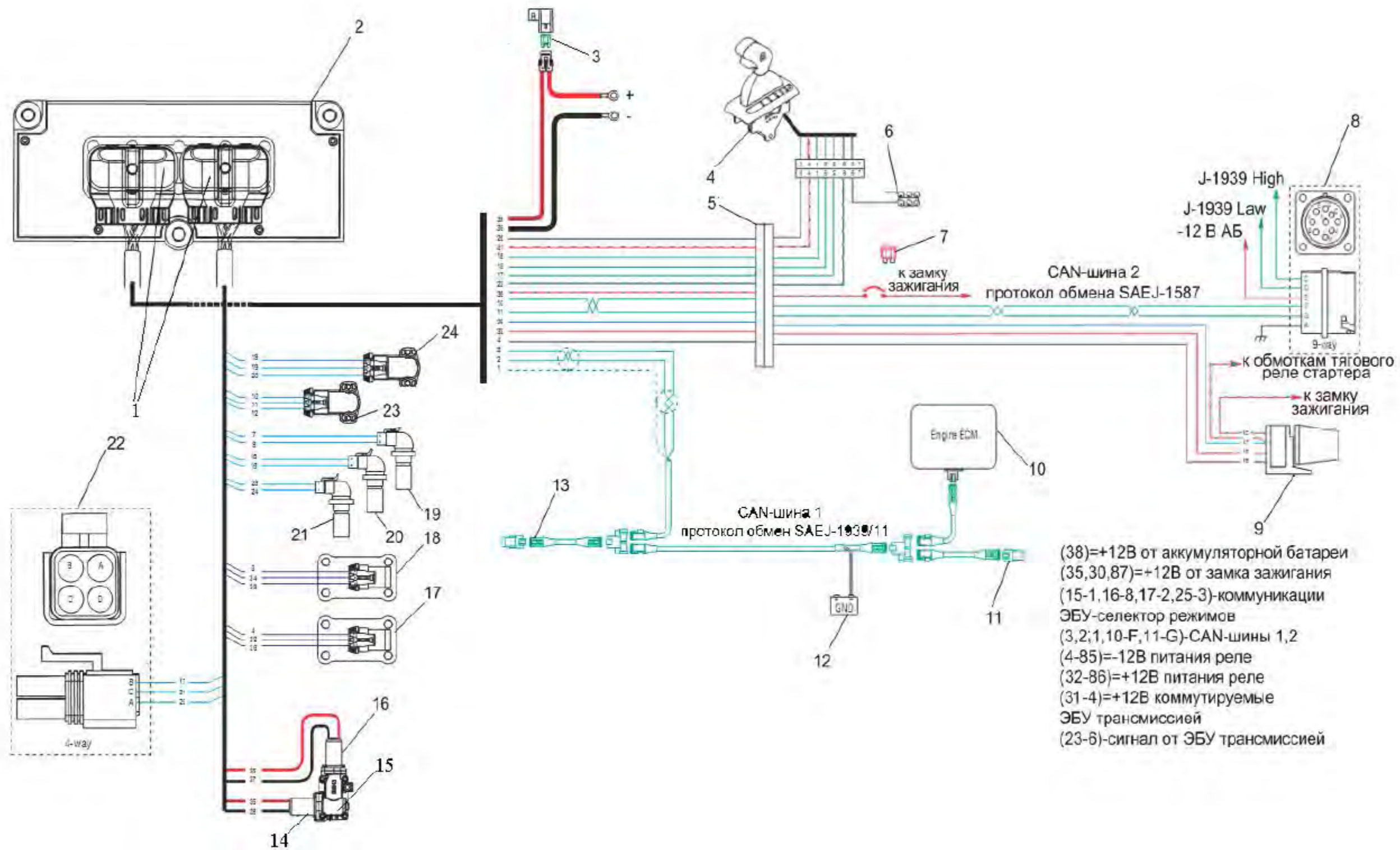


Рис. 1.33. Коммуникационная схема электронных компонентов AMC AutoShift™ 18-Speed:

1 – штекерные разъемы ЭБУ; 2 – ЭБУ трансмиссией; 3, 7 – плавкие предохранители; 4 – селектор режимов; 5 – соединительный разъем; 6 – реостат регулировки подсветки; 8, 22 – диагностический разъем; 9 – реле включения стартера; 10 – ЭБУ двигателем; 11, 13 – балансировочные резисторы; 12 – аккумуляторная батарея; 14, 16 – электродвигатели выбора и включения передач; 15 – исполнительный механизм переключения передач; 17, 18 – электромагнитные клапаны управления делителем и демальтиппликатором КП; 19, 20, 21 – датчики частоты вращения; 23, 24 – датчики перемещения

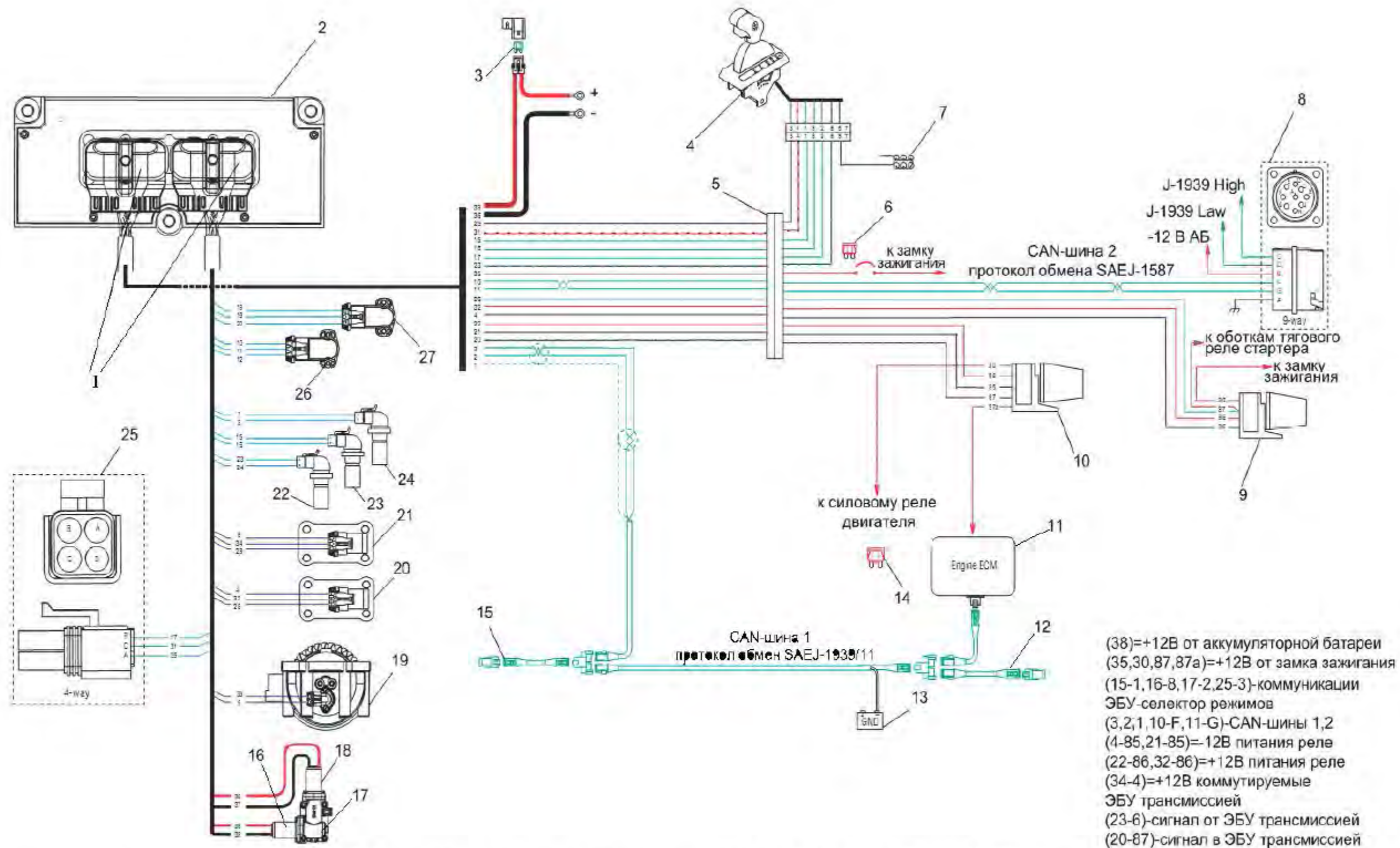


Рис. 1.34. Коммуникационная схема электронных компонентов AMC Fuller®Ultrashift LHP 13-Speed:

1 – разъемы ЭБУ; 2 – ЭБУ трансмиссией; 3, 6, 14 – плавкие предохранители; 4 – селектор режимов; 5 – соединительный разъем; 6 – реостат регулировки подсветки; 8, 25 – диагностический разъем; 9 – реле включения стартера; 10 – реле прерывания зажигания; 11 – ЭБУ двигателем; 12, 15 – балансировочные резисторы; 13 – аккумуляторная батарея; 16, 18 – электродвигатели выбора и включения передачи; 17 – ИМ переключения передач; 19 – инерционный тормоз; 20, 21 – клапаны управления делителем и демультипликатором КП; 22, 23, 24 – датчики частоты вращения; 26, 27 – датчики перемещения.

жения. ЭБУ 2 (см. рис. 1.33, 1.34) посылает управляющие сигналы электромагнитным клапанам 17, 18 (20, 21) соответственно делителя и демультипликатора, электромагнитному клапану управления инерционным тормозом 19, электрическому исполнительному механизму 15 (17) выбора штока и включения передачи.

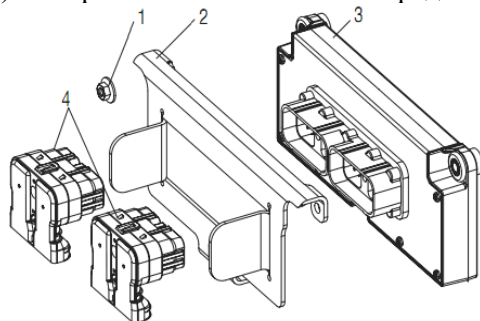


Рис. 1.35. Электронный блок управления трансмиссией Fuller® Ultrashift LHP:  
1 – фиксатор; 2 – панель; 3 – корпус ЭБУ; 4 – 38-ми штекерные разъемы.

Для реализации комплексных управляющих алгоритмов в реальном масштабе времени ЭБУ трансмиссией должен иметь как минимум 24 аналоговых/цифровых входов и 12 выходов, включая диагностические потребности. Технические данные ЭБУ не приводятся, однако контроллер должен быть построен на высокоскоростном процессоре, иметь как минимум 10 мГц тактовую частоту, 16- битовую разрядность и объем ОЗУ не менее 256 кБайт [35, с. 156, 36, с. 44, табл. 5, 72, с. 145].

Дизельный двигатель имеет электронное управление топливopодачей и моторным тормозом (автономный ЭБУ 10 (11) рис. 1.33, 1.34) [23, 24, 25]. Обмен данными между ЭБУ двигателя и трансмиссии осуществляется по CAN-шине 1 (порты 1, 2, 3) согласно протоколу SAE J 1939/11 (см. рис. 1.33, 1.34), регламентирующего формирование локальных электронных сетей для мобильных транспортных средств. CAN-шина 2 (порты 10, 11) поддерживает протокол обмена SAE J 1587 [73, с. 22] и используется для диагностических целей. Наличие двух шин обеспечивает аппаратное резервирование. В частности, при физическом повреждении одной, посредством второй шины возможна переадресация информационных потоков, что весьма важно для обеспечения надежности электронной системы.

Контроль за работой сухого фрикционного сцепления обеспечивается отдельный электронный блок управления 1 (рис. 1.36), получающий входные сигналы от датчика положения педали 2 и датчиков 4, 12 частот вращения коленвала двигателя и входного вала КП [74]. Кроме того, ЭБУ сцеплением получает информацию от ЭБУ 19 трансмиссией о необходимости включения/ выключения сцепления при переключении передач, а также информацию о номере последующей передачи для выбора поправочных коэффициентов из сохраненного в памяти множества.

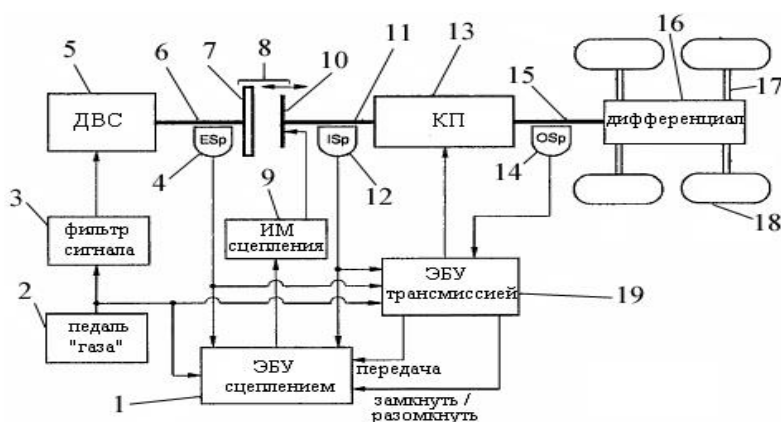


Рис. 1.36. Принципиальная схема АМСУСА корпорации Eaton:  
 1, 19 – ЭБУ соответственно сцеплением и коробкой передач; 4, 12, 14 – датчики частоты вращения соответственно коленвала 6 двигателя 5 внутреннего сгорания, входного 11 и выходного 15 валов КП 13; 7, 10 – ведущая и ведомая часть фрикционного сцепления 8; 17 – валы привода ведущих колес 18.

Таким образом, мехатронные автоматизированные системы AutoShift / UltraShift представляют собой интегрированные микропроцессорные системы, в которых реализован модульный принцип построения автоматики. К преимуществам интегрированных систем модульного построения можно отнести:

- более высокую надежность по сравнению, например, с концепцией одного центрального процессора, содержащего программы для выполнения всех локальных функций;
- упрощение процедуры диагностики неисправностей и технического обслуживания системы в целом;
- легкость модернизации системы (наращивание, конфигурирование, адаптация).

Автоматизированные мехатронные системы AutoShift/ UltraShift позволяют осуществлять:

- трогание автомобиля с места в автоматическом (UltraShift) и полуавтоматическом (AutoShift) режимах, в том числе с выбранной водителем передачи (в зависимости от загрузки автомобиля и уклона дороги);
- переключение передач в автоматическом и командном режимах;
- движение с максимально возможным тормозным моментом двигателя (для разгрузки рабочей тормозной системы или остановки автомобиля);
- ускоренное замедление автомобиля с защитой двигателя от заглохания;
- автоматическое поддержание скорости автомобиля;
- адаптацию управляющих алгоритмов и законов переключения передач в зависимости от стиля вождения и загрузки автомобиля;
- движение накатом с возможностью полной остановки транспортного средства;
- функцию защиты сцепления от перегрузки;
- движение задним ходом, включая режим «раскачивания» автомобиля при буксовании ведущих колес;
- защиту двигателя от «перекрутки» при движении в «командном» режиме переключения и в режиме максимального тормозного момента (режим LOW).
- функцию Kick Downshift (AMC UltraShift LHP), т.е. переход на пониженную передачу, обеспечивающую большее ускорение автомобиля, и последующий разгон с переключением передач по «динамическим» законам.

Трогание автомобиля с места. Система AutoShift / UltraShift активируется при повороте ключа в замке зажигания. Причем двигатель не заведется до полного окончания процесса активации и подтверждения системой установки нейтрали в КП (буква N на ЖКИ-мониторе, см. рис. 1.31). После запуска двигателя необходимо нажать педаль «тормоза» (ЭБУ получает сигнал о давлении в контурах рабочей тормозной системы от соответствующих датчиков). В противном случае ни в режиме D, ни в режиме Manual передача трогания не будет определена и, соответственно, включена [71, с. 3], и водитель вынужден будет заново переустанавливать нейтраль. Затем последовательно выбрать желаемый режим движения (D или Manual), отпустить рычаг стояночного

тормоза, отпустить педаль «тормоза» и воздействовать на педаль управления топливоподачей двигателя.

После выбора режима и определения «стартовой» передачи ЭБУ 1 сцеплением (см. рис. 1.36) формирует сигнал на исполнительный механизм 9, отвечающий за включение / выключение фрикционного узла 8. Сцепление размыкается. После чего ЭБУ 19 последовательно управляет приводными электродвигателями 14 (16) и 16 (18) (см. рис. 1.33, 1.34), отвечающими за выбор штока и включения передачи. Получив информацию от датчиков 23 (26) и 24 (27) о включении «стартовой» передачи, ЭБУ 19 (рис. 1.36) передает управление ЭБУ 1.

ЭБУ 1 оснащен микроконтроллером Intel 80C196 [74, с. 8], позволяющим реализовывать ПИД-регулирование процесса включения сцепления при трогании с места и маневрировании посредством подачи управляющего сигнала на исполнительный механизм 9. При этом отслеживается позиция нажимного диска 10 и, далее, по заложенной характеристике [74, с. 3, рис. 2] методом двумерной интерполяции определяется величина передаваемого фрикционным сцеплением 8 крутящего момента.

Электронный блок должен обеспечить плавное включение фрикционного сцепления, что возможно при асимптотическом приближении угловых скоростей ведомой и ведущей частей (см. рис. 1.37).

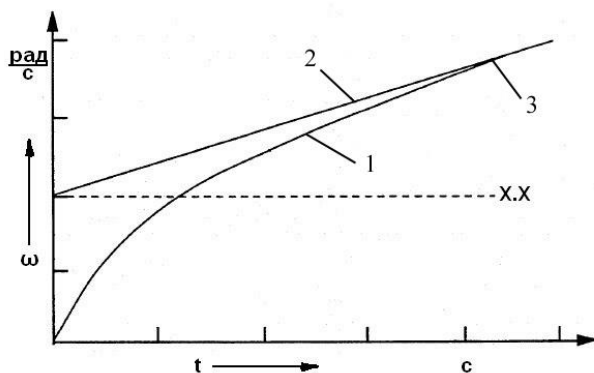


Рис. 1.37. Кривые асимптотического приближения угловых скоростей:  
1, 2 – угловые скорости соответственно коленчатого вала двигателя и ведомой части сцепления; 3 – точка полного включения сцепления;  
x.x – угловая скорость коленвала на холостом ходу

Формирование управляющего сигнала на замыкание / размыкание фрикционных дисков происходит на основе обработки информации

об угловой скорости ведущей и ведомой частей сцепления. Контроллер 2 (рис. 1.38) получает цифровой сигнал рассогласования в виде алгебраической разности скоростей на сумматоре 1. После чего, пройдя усилители 6, 7 и 8, формируются соответственно пропорциональная, интегральная и дифференциальная составляющие сигнала, соединяющиеся в сумматоре 10.

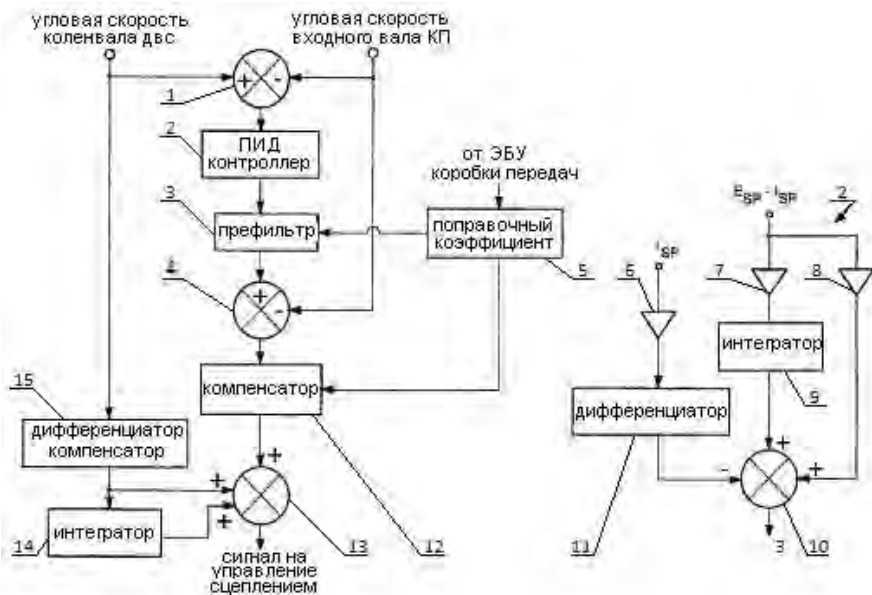


Рис. 1.38. Блок-схема алгоритма управления сцеплением с ПИД-регулятором:  
 1, 4, 10, 13 – сумматоры сигналов; 6, 7, 8 – усилители сигналов;  $E_{sp}$ ,  $I_{sp}$  (engine speed, transmission input speed) – угловые скорости соответственно коленвала ДВС и входного вала КП.

Компенсатор 12 снижает чувствительность замкнутого цикла управления к изменению параметров трансмиссии автомобиля, тем самым, исключая перенастройку системы под конкретную модель. В тандеме с предварительным фильтром 3 компенсатор 12 формирует быстро затухающую передаточную функцию второго порядка [75, 76, с. 43, ф-ла 2.23], минимизирует погрешность внутреннего цикла и дает возможность добиться асимптотического приближения угловых скоростей соединяемых элементов (см. рис. 1.37) посредством ПИД-регулирования.



Блоки 14 и 15 (см. рис. 1.38) формируют дифференциальный сигнал обработки изменения частоты вращения двигателя в процессе трогания. Это позволяет корректировать результирующий сигнал сумматора 13, изменяя темп включения сцепления пропорционально ускорению коленвала двигателя, задаваемого водителем при нажатии на педаль акселератора 2 (см. рис. 1.36).

Сигнал с сумматора 13 (см. рис. 1.38) поступает на выход ЭБУ и подается на пропорциональный электромагнитный клапан. Силовой исполнительный механизм сцепления (пневмо- или гидроцилиндр [34, 60, с. 9, 74, с. 6]) срабатывает, обеспечивая плавное трогание автомобиля с места.

Таким образом, алгоритм трогания имеет следующую структуру: *управление педалью рабочей тормозной системы - управление селектором режимов работы трансмиссии - полное выключение сцепления - управление коробкой передач - управление рычагом стояночной тормозной системы - управление педалью рабочей тормозной системы - управление топливоподачей двигателя - включение сцепления.*

Следует отметить, что системы AutoShift/ UltraShift не могут реализовывать алгоритм трогания автомобиля на подъемах без откатывания (Hill-Hold Capability) [77]. Поэтому при трогании на подъеме управление педалью рабочей тормозной системы и топливоподачей двигателя должно происходить параллельно [71, с. 3].

Переключение передач в системах AutoShift/UltraShift полностью автоматизировано. Используется алгоритм с центральной синхронизацией включаемых элементов КП. Однако структура алгоритмов для систем, оснащенных инерционным тормозом (UltraShift Transmissions) и без него (AutoShift Transmissions) – разные.

В АМС AutoShift при переключении «вверх» для выравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов используется моторный тормоз. При этом после выключения предыдущей передачи необходимо частичное включение сцепления с последующим его выключением после выравнивания угловых скоростей: *управление топливоподачей двигателя - выключение сцепления - выключение предыдущей передачи - частичное включение сцепления - синхронизация с помощью управления моторным тормозом - выключение сцепления - включение последующей передачи - включение сцепления - управление топливоподачей двигателя.*

Инерционный тормоз позволяет подтормаживать промежуточные валы, шестерни которого входят в зацепление с шестерней 1

инерционного тормоза (см. рис. 1.19). Поэтому в этом случае частичное включение сцепления для синхронизации не требуется, и, следовательно, общее время переключения передач сокращается. Структура алгоритма переключения в КП, оборудованной инерционным тормозом, следующая: *управление топливоподачей двигателя - выключение сцепления - выключение предыдущей - синхронизация с помощью управления инерционным тормозом (если необходимо при параллельном управлении моторным тормозом) - включение последующей передачи - включение ния - управление топливоподачей двигателя.*

Следует отметить, что при движении в автоматическом режиме водитель может инициировать *переключение* на высшую / низшую передачи нажатием кнопок «*upshift/downshift*» («вверх / вниз») на консоле или рукоятке рычага-джойстика селектора (см. рис. 1.30). То есть изменить закон переключения передач, заложенный в памяти ЭБУ. Однако для этого необходимо, чтобы различие между текущей угловой скоростью коленчатого вала двигателя и угловой скоростью, при которой должно происходить переключение по умолчанию, было не более 7,85 рад/с [71, с. 8].

В процессе эксплуатации транспортного средства возможна адаптация управляющих алгоритмов и законов переключения передач. АМС AutoShift/UltraShift подстраивается под новые условия после обнаружения изменений в:

- загрузке автомобиля;
- характеристиках компонентов АМС;
- стиле вождения.

Так, изменение загрузки автомобиля создает предпосылку для корректировки параметров алгоритма трогания и переключения передач [38, с. 25, 78]. К последним относятся темп включения-выключения сцепления, темп управления двигателем и моторным тормозом, время задержки начала управления отдельными узлами силового агрегата [16, с. 90, 17, с. 269]. Каждому весовому состоянию автомобиля соответствуют свои оптимальные значения параметров алгоритмов трогания и переключения передач, обеспечивающие минимизацию интегрального критерия эффективности [16, с. 112, ф-ла 4.43]. Синтез параметров можно произвести с помощью многокритериальной оптимизации для каждого из весовых состояний,

например, с интервалом в 100 кг. Полученные значения заносятся в память контроллера, вычислительная производительность которого достаточна для практически мгновенной перестройки алгоритмов под новые условия эксплуатации.

Согласно исследованиям, отраженным в патенте [79] (США, Eaton Cor.), полная масса может быть определена путем сопоставления ускорений автомобиля в момент переключения передач при уменьшении крутящего момента, подводимого к ведущим колесам. В основе расчетов – классическое уравнение тягового баланса автомобиля [80, с. 79, ф-ла 2.75]:

$$M_k = C_1 \cdot m_a + C_2 \cdot V^2 + C_3 \cdot i \cdot m_a + C_4 \cdot (m_a/g) \cdot a, \quad (1.2)$$

где  $C_1 \cdot m_a$ ,  $C_2 \cdot V^2$ ,  $C_3 \cdot i \cdot m_a$ ,  $C_4 \cdot (m_a/g) \cdot a$  – отображают величину крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим колесам автомобиля соответственно для преодоления сопротивления качению, аэродинамического сопротивления, сопротивления подъему и достижения ускорения  $a$ .

То есть, полная масса  $m_a$  автомобиля находится как функция от крутящего момента  $M_k$  двигателя, текущих дорожных условий, линейного ускорения  $a$  и ряда констант  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$ , зависящих от типа трансмиссии и номера включенной передачи.

Информация о величине крутящего момента двигателя поступает в ЭБУ 8 трансмиссией (рис. 1.39) от ЭБУ двигателя  $E$  по CAN-шине  $DL$  (Data Link) согласно протоколам обмена высокого уровня SAE J 1922 и SAE J 1939 [79, с. 10]. Телеграмма EEC1 (Electronic Engine Controller 1) [81, с. 307], имеющая PGN 61444 (Parameter Group Number), содержит в 3 байте величину текущего крутящего момента ДВС в процентах (разрешение 1%/бит) [81 с. 56], а в 4 и 5 байтах – информацию о частоте вращения коленчатого вала двигателя (разрешение 0,125 об/мин/бит) [81, с. 51].

Текущее ускорение, а точнее замедление в процессе переключения передач, определяется электронным блоком трансмиссии дифференцированием скорости автомобиля по времени ( $dv/dt$ ), используя для этого обработанный сигнал от датчика  $I4$  частоты вращения выходного вала КП. Предложенная методика позволяет при незначительных преобразованиях уравнения (1.2) определять также ускорение  $a_0$  автомобиля при «нулевом» крутящем моменте на ведущих колесах [79, с.

14], что особенно важно при значительном времени разрыва потока мощности в процессе переключения на высшую передачу.

Изменение характеристик электрических компонентов АМС (например, петли гистерезиса пропорционального электромагнитного клапана), дрейф характеристик двигателя, изменение нелинейности характеристик сцепления могут быть отслежены системой и компенсированы за счет модификации сигналов ШИМ [82, с. 53], введения корректирующих и поправочных коэффициентов [62, с. 62] расчетных формул, заложенных в памяти процессора.

Изменение стиля вождения отображается на скорости перемещения педали  $P$  управления двигателем (см. рис. 1.39). Информация, отслеживаемая контроллером ДВС, доступна и для других блоков управления. Обработав информацию, ЭБУ 8 трансмиссии подстроится под новые условия и, в зависимости от характера изменений темпа управления педалью акселератора, будет осуществлять переключение в «динамическом» или «экономичном» вариантах [42, с. 24, рис. 3-4].

Переключение передач в механической автоматизированной трансмиссии относится к нелинейным процессам, характеризующимися сложностью моделирования и наличием обширных эвристических условий и ограничений, накладываемых на объект управления, как со стороны водителя-оператора, так и генерирующихся внешними возмущающими факторами. Поэтому при выборе момента переключения на смежную высшую или низшую передачи возможно использование аппарата нечеткой логики. Для этого базовая конфигурация контроллера должна включать компоненты, поддерживающие алгоритмы работы с нечеткими множествами, а сам контроллер иметь фазы- и дефазификационный интерфейсы [35, с. 85, 45, с. 135, 85].

При определенных дорожных условиях возможна отмена запрета на переключение «вверх», хотя момент для этого, согласно выбранным законам переключения передач, уже наступил. При переключении на смежную высшую передачу для синхронизации включаемых элементов необходимо «подтормаживать» входной вал 17 КП (см. рис. 1.39). Это может быть реализовано 3 способами:

- уменьшением топливоподачи при включенном или частично включенном сцеплении;
- уменьшением топливоподачи с одновременным включением моторного тормоза при включенном / частично включенном сцепле-

нии (AMC Mercedes Telligent Gearshift automated, Германия, AMC AutoShift, США);

- включением трансмиссионного тормоза при разомкнутом сцеплении (AMC ZF AS-Tronic, Германия, AMC UltraShift, США).

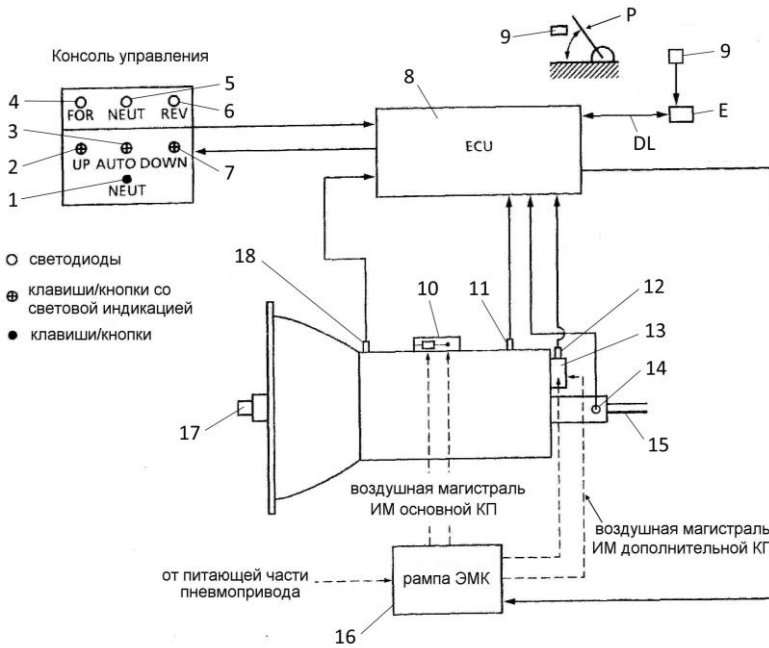


Рис. 1.39. Принципиальная схема АМСУСА:

1 – клавиша выбора нейтрالي (NEUT); 2, 7 – клавиша переключения соответственно на смежные высшую (UP) и низшую (DOWN) передачи в командном режиме управления; 3 – клавиша выбора автоматического (AUTO) режима управления; 4, 5, 6 – светодиоды-индикаторы, отображающие режим соответственно движения «вперед» (FOR), нейтрали (NEUT), движения задним ходом (REV); 8 – ЭБУ трансмиссией; 9, 12 – датчики положения соответственно элементов диапазонного редуктора и педали Р управления двигателем; 10, 13 – исполнительный механизм основной и дополнительной КП; 11, 14, 18 – датчики частоты вращения соответственно вторичного основного, выходного и первичного валов КП; 15, 17 – соответственно выходной и первичный валы КП; 16 – рампа электромагнитных клапанов

Однако если коробка передач не оборудована трансмиссионным тормозом, то величина замедления от торможения дизельным двигателем тяжелого автопоезда составляет от  $31,41 \text{ рад/с}^2$  до  $83,77 \text{ рад/с}^2$  [79, с. 13].

Совершенно очевидно, при определенных условиях (например, при

переходе к движению по затяжному подъему, движению против сильного встречного ветра) синхронизация не может быть завершена (см. рис. 1.40), и, следовательно, иницилируемый электроникой процесс переключения на смежную высшую передачу не сможет быть закончен. Неизбежна потеря тягово-динамических свойств с ухудшением производительности автопоезда.

В работе [79] предлагается адаптивный метод определения возможности переключения «вверх» исходя из реальных дорожных условий. Возможность успешного завершения инициированного процесса переключения передач оценивается путем сопоставления падения скорости двигателя и ожидаемого замедления автомобиля при «нулевом» крутящем моменте.

Рассчитав полную массу  $m_a$ , ЭБУ  $\delta$  (см. рис. 1.39) определяет какое предполагаемое замедление  $a_0$  будет у автопоезда при отсутствии подводимого к ведущим колесам крутящего момента в процессе переключения:

$$a_0 = a_1 - (M_{k1} / C \cdot m_a), \quad (1.3)$$

где  $a_1$  – ускорение автомобиля при крутящем моменте  $M_{k1}$ ,  $m/c^2$ ;  
 $C$  – константа,  $C = C_4/g$  (см. ф-лу 1.2).

Это эквивалентно определению тангенса угла наклона линий 3 или 7 (рис. 1.40), характеризующих предполагаемое падение скорости автомобиля соответственно при меньшем и большем суммарном сопротивлении движению.

Базируясь на текущей рассчитанной ( $d IS/dt$ ) или запрограммированной информации о скорости изменения частоты вращения колёвала при торможении двигателем ( $tg$  угла наклона линии 4), ЭБУ определяет, будет ли процесс переключения на смежную высшую передачу возможным (линия 3, синхронизация включаемых элементов в точке 5) или нет (линия 7, рис. 1.40).

При отрицательном результате анализа, вразрез с заложенными законами, процесс переключения «вверх» не будет производиться в течении последующих 10 секунд [79, с. 13].

Если в течении 1,5 с процесс переключения, определенный как «возможный», по каким-либо причинам не смог быть завершён (блок 9, рис. 1.41), то ЭБУ обрабатывает ветку алгоритма по моди-

фикации логических условий определения возможности успешного переключения, варьируя 6% изменением величины  $m_a$  или  $IS$  [81, с. 14]. При этом изменится угол наклона линий 3(7) или 4 (рис. 1.40), и, соответственно, логические условия блока 3 (рис. 1.41) разработанного алгоритма.

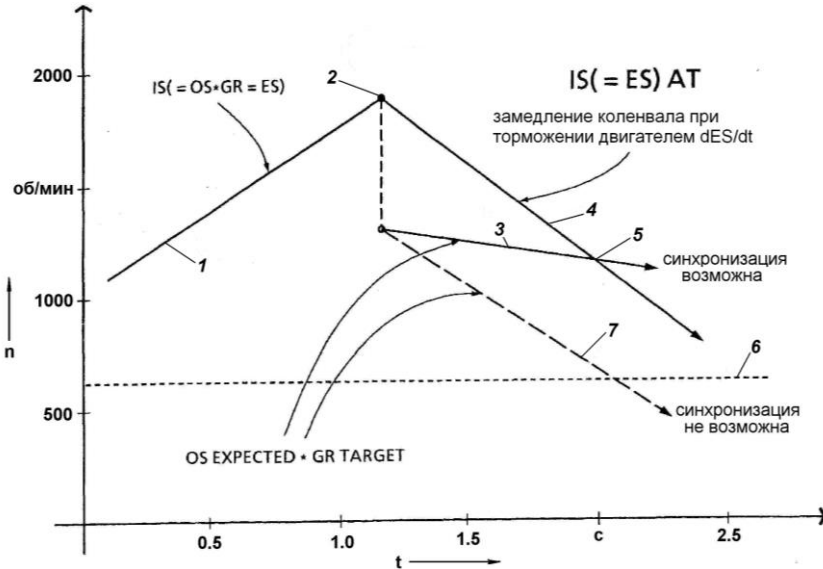


Рис. 1.40. Графический анализ возможности переключения передач «вверх»:

- 1 — изменение частоты вращения входного вала КПП в процессе разгона;
  - 2 — точка, характеризующая момент переключения на смежную высшую передачу;
  - 3, 7 — замедление автопоезда соответственно при меньшем и большем сопротивлении движению;
  - 4 — замедление частоты вращения двигателя;
  - 5 — точка, характеризующая равенство частот вращения входного и выходного валов КПП при «нулевом» крутящем моменте;
  - 6 — минимально устойчивые обороты холостого хода двигателя;
- $IS$  (input shaft speed),  $OS$  (output shaft speed),  $ES$  (engine speed) — частота вращения соответственно входного, выходного валов КПП и коленвала двигателя;
- $GR$ ,  $GR_{target}$  — передаточное число текущей и «планируемой» последующей передачи;
- $OS_{expected}$  — ожидаемая частота вращения выходного вала КПП при реальных дорожных условиях и «нулевом» крутящем моменте на ведущих колесах

Возможность ошибочного определения вероятности «успешного» переключения объясняется используемой в микропроцессорной системе методики фильтрации «системного шума» [79, с. 14]. Например, при использовании 95% фильтра частота вращения выходного вала 15 (см. рис. 1.39) КПП находится из выражения

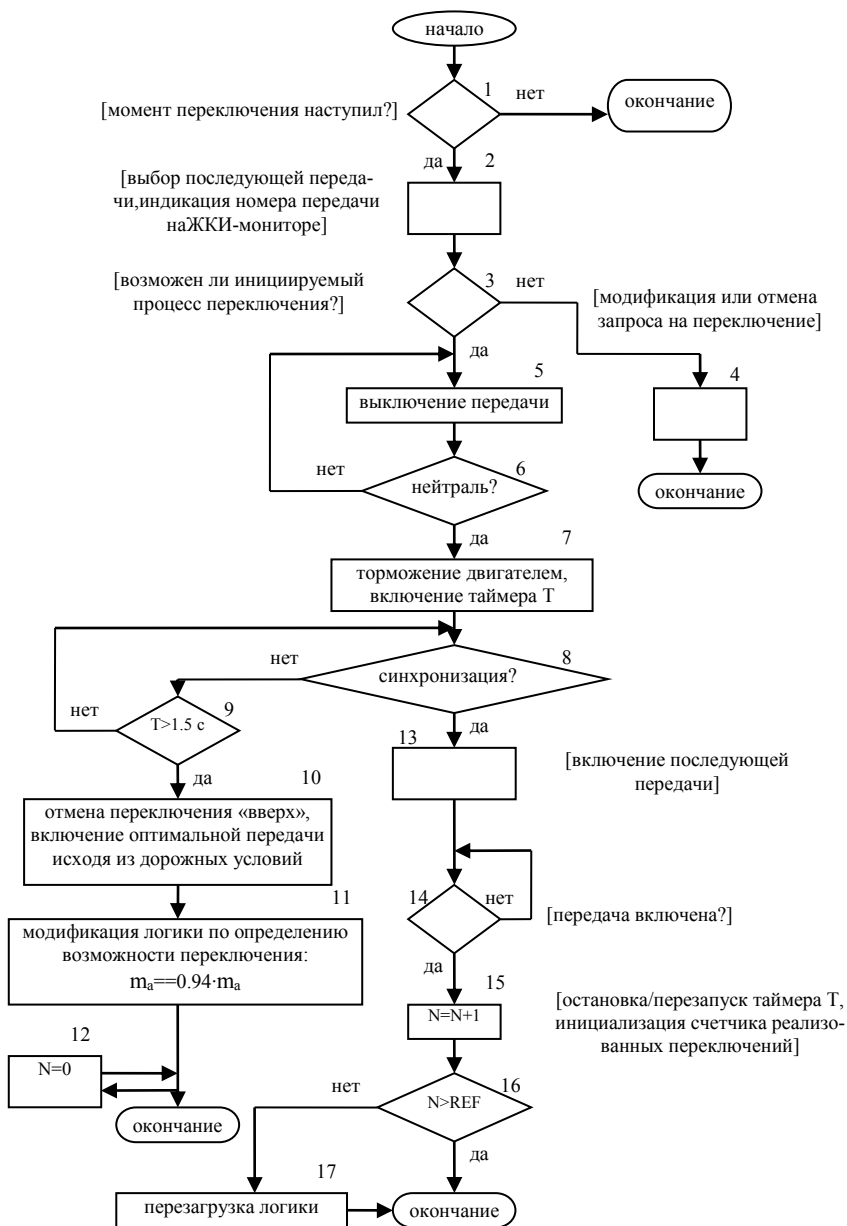


Рис. 1.41. Блок-схема адаптивного алгоритма переключения передач



$$S_i = 0.05 \cdot (OS_{\text{тек}}) + 0.95 \cdot (QS_{i-1}), \quad (1.4)$$

где  $OS_{\text{тек}}$  – текущее оцифрованное значение частоты от датчика выходного вала КП;

$QS_{i-1}$  – предыдущее оцифрованное значение частоты от датчика выходного вала КП.

Именно по этой причине изменение дорожных условий (например, сильный встречный ветер) не может быть мгновенно отслежено системой и поэтому возможна генерация ошибок в определении  $m_a$  или  $dIS/dt$ .

Цикл по модификации логических условий (блок 11, рис. 1.41) имеет временный характер. Продолжительность каждого цикла составляет от 30 до 60 мс [79, с. 13].

**Защита двигателя от заглохания, «перекрутки», неправильных действий водителя.** При переключении передач в командном режиме (Manual Upshift/Downshift) система UltraShift контролирует действия водителя, предотвращая включение «неправильной» передачи. Тем самым исключается возможность перегрузки и преждевременного износа узлов силового агрегата, а также существенно снижается расход топлива.

В частности, переключение на высшую передачу будет заблокировано, если частота вращения коленчатого вала двигателя на последующей передаче (так называемая «результатирующая скорость двигателя») будет менее  $900 \text{ мин}^{-1}$  [71, с. 9]. Если же передача включена, но двигатель «не тянет» при полностью нажатой педали акселератора (неправильный выбор после движения накатом или движение на затяжном подъеме), система UltraShift временно блокирует командный режим управления и осуществляет выбор и включение оптимальной передачи исходя из условий движения.

При переключении на низшую передачу «результатирующая скорость» должна быть меньше, чем номинальная частота вращения двигателя. В противном случае AMC UltraShift / AutoShift блокирует переключение во избежание «перекрутки» двигателя с подачей звукового сигнала о неправильности действий водителя (попытка переключения передач «вниз» при повышенных оборотах двигателя). При движении на пониженной передаче с превышением максимально допустимых оборотов двигателя (превышение порогового

значения более чем на  $300 \text{ мин}^{-1}$  [71 с. 10]), ЭБУ трансмиссией временно блокирует режим «Manual» и осуществляет переключение на высшую передачу во избежание «разноса» двигателя.

***Движение в режиме максимального тормозного момента двигателя (режим LOW).*** Используется при движении на затяжных спусках или при необходимости остановки (в режиме замедления для остановки). Для обеспечения максимально возможного тормозного момента переключение ступеней «вниз» осуществляется при более высоких оборотах чем обычно. Момент переключения выбран таким образом, чтобы частота вращения коленвала двигателя после переключения была на 50 об/мин ниже номинальной [71, с. 11].

Если режим LOW выбран перед началом движения (из нейтрали), то трогание автомобиля с места осуществляется только с I-й передачи и при дальнейшем движении переключения не производятся. Возможность выбора «стартовой» передачи водителем отсутствует.

Если режим LOW выбран при движении из D или Manual, то переключения «вверх» блокируются, исключая режим «перекрутки» двигателя. Увеличение оборотов двигателя возможно при движении на пониженной передаче по крутому затяжному спуску. При достижении критических оборотов (уставка превышена на 300 об/мин) АМС производит переключение на смежную высшую передачу во избежание поломки двигателя [71, с. 11].

### **1.2.3. Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом Mercedes Telligent GearShift automated**

Автоматизированная мехатронная система переключения передач Telligent gearshift разработана немецким концерном Daimler Benz AG в 1996 году для автомобилей-тягачей нового поколения Mercedes Benz Actros. Автоматизированный силовой агрегат включает турбированный дизельный двигатель OM 501 LA с электронным управлением, сухое фрикционное сцепление и 16-ступенчатую коробку передач (рис. 1.42), оснащенную передним двухступенчатым делителем и планетарным демультпликатором. Потребителю предлагалось 4 типа КП с пневматическим (EPS) или пневмогидравлическим (HPS) приводом ИМ переключения передач и включения сцепления.

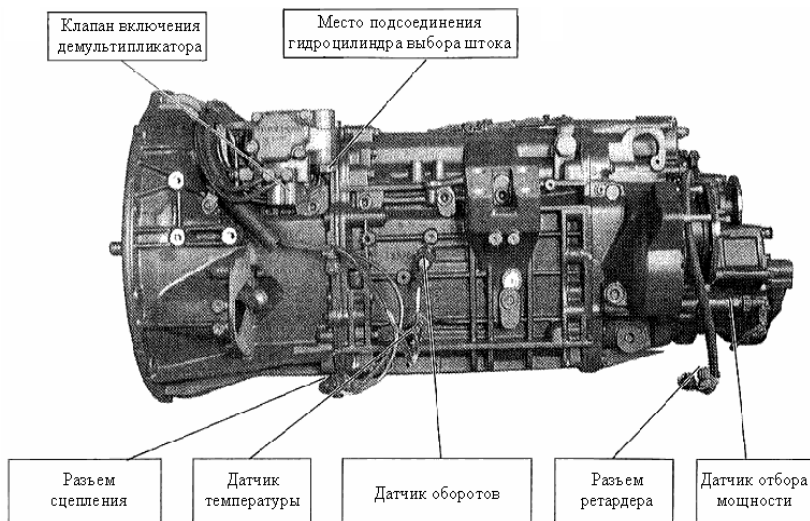


Рис. 1.42. Коробка передач Mercedes Benz G 210 HPS

Принципиальная схема АМС переключения передач с пневматическим управлением представлена на рис. 1.43.

Как видно из приведенной схемы, АМС Telligent gearshift Automated имеет практически тот же набор аппаратных средств, что и описанные выше системы производства ZF (Германия) и Eaton®Fuller® (США). Однако отличия все-таки имеются. Выбор режимов движения осуществляется с помощью селектора 4 (рис. 1.43), выполненного в форме рычага-джойстика. Селектор имеет 2 степени свободы перемещения, 6 позиций выбора режимов движения и 18-ти штекерный разъем. На рукоятке рычага-джойстика имеется кнопка, расширяющая выбор функциональных возможностей системы: командный режим переключения UP / Down, выбор стартовой передачи и т.д.

Включение ступеней делителя и демультипликатора осуществляется силовыми пневматическими цилиндрами 13 и 22 (см. рис. 1.43) при подаче сжатого воздуха из пневмосистемы 19 в соответствующую полость. Наполнение полостей рабочих цилиндров происходит при срабатывании одного из двух электромагнитных клапанов 11 (25) после подачи управляющего сигнала от контроллера 2,

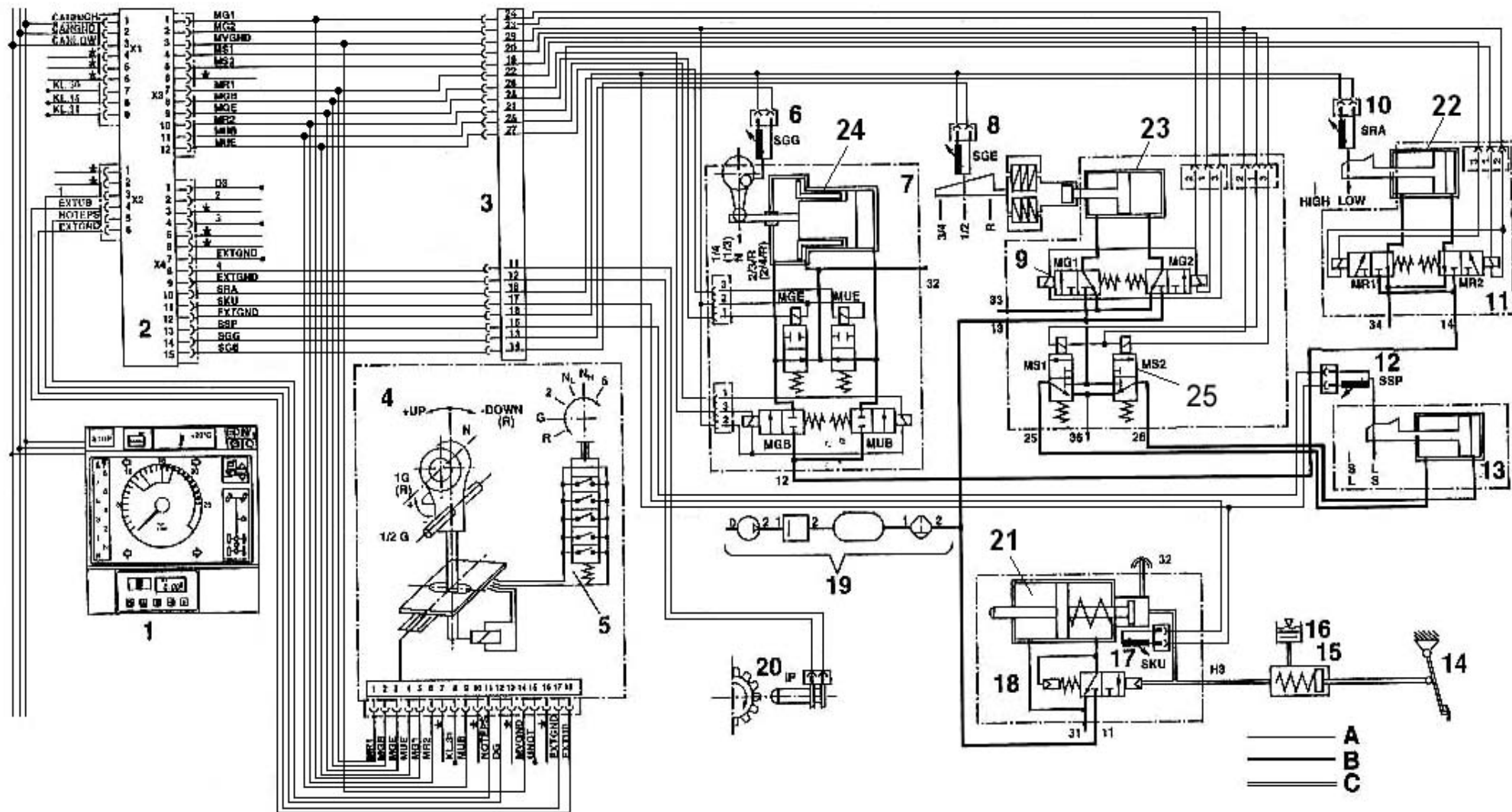


Рис. 1.43. Принципиальная схема AMC Mercedes Telligent GearShift automated:

1 – бортовой компьютер; 2 – ЭБУ трансмиссий; 3 – разъем; 4 – селектор режимов (рычаг-джойстик); 5 – переключатель; 6, 8, 10, 12, 17 – датчики перемещения; 7, 9 – клапаны управления основной КП; 11, 25 – клапаны делителя и демультипликатора; 13, 22 – пневмоцилиндры делителя и демультипликатора; 14, 15, 16 – элементы гидропривода сцепления; 18 – исполнительный механизм сцепления; 19 – питающая часть пневмопривода; 20 – датчик частоты вращения выходного вала КП; 21 – цилиндр пневмогидроусилителя; 23, 24 – силовые цилиндры исполнительного механизма базовой КП

имеющего четыре порта  $X1$ , ...,  $X4$  ввода-вывода информации и CAN-интерфейс.

Цепь управления демультипликатором: выходы 7 и 10 (см. рис. 1.43) порта  $X3$  ЭБУ 2 – позиции 22 и 21 разъема 3 – обмотки одного из 2-х электромагнитных клапанов 11.

Цепь управления делителем: выходы 8 и 11 порта  $X3$  ЭБУ 2 – позиции 25 и 26 разъема 3 – обмотки одного из 2-х электромагнитных клапанов 25.

Ход штока силового цилиндра при включении ступеней делителя или демультипликатора отслеживается датчиками 10, 12 перемещения реохордного типа. Таким образом, ЭБУ получает информацию о функциональном состоянии узла: закончен ли процесс включения повышающей или понижающей ступени, на какой стадии находится процесс синхронизации и т.д.

К недостаткам предложенного алгоритма управления делителем и демультипликатором следует отнести возможность установки штока силового цилиндра в нейтральное положение, например, при отсутствии или утечке рабочего тела в системе в момент переключения. В этом случае ни понижающая, ни повышающая ступень в делителе (демультипликаторе) не может быть включена. Автопоезд не сможет автономно перемещаться до ближайшего сервисного центра. С этой точки зрения конструкции отечественного автопрома, в частности, оснащение силовых цилиндров цилиндрическими пружинами, обеспечивающими автоматическое включение одного из диапазонов, являются более предпочтительными. Кроме того, описанная конструкция (рис. 1.44) позволит сократить аппаратную часть системы управления до 1-го электромагнитного клапана. Что совместно с использованием концевых выключателей, вместо датчиков перемещения, позволит существенно сократить стоимость автоматизированной системы.

Отличительной особенностью АМС Telligent gearshift является исполнительный механизм выбора и включения передачи в основной 4-х ступенчатой коробке. В отличие от конструкции AutoShift/UltraShift (США), где выбор штока и включение передачи осуществляют электродвигатели (см. рис. 1.20), КП G210 EPS содержит 2 силовых пневмоцилиндра 23 и 24 (см. рис. 1.43) двустороннего действия, расположенных под углом 90° друг к другу.

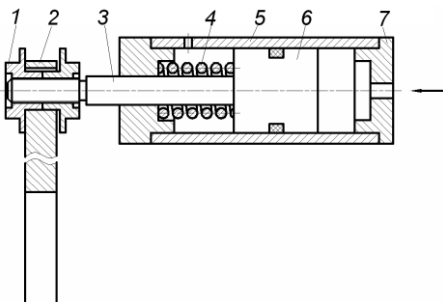


Рис. 1.44. Пневмоцилиндр  
дополнительного редуктора:

- 1 – гайка; 2 – вилка; 3 – шток;
- 4 – цилиндрическая пружина;
- 5 – корпус пневмоцилинда;
- 6 – поршень; 7 – боковая крышка

Выбор одного из 3-х штоков, последующее перемещение которых вместе с вилками вперед / назад обеспечивает включение соответственно 1-й (3-й) / 2-й (4-й) или задней передачи *R*, происходит при подаче сигнала от контроллера 2 (рис. 1.43) на один из двух электромагнитных клапанов *MG1* или *MG2* блока 9, отвечающих за сброс-наполнение соответствующих полостей силового цилиндра 23.

Включение передачи происходит при параллельной подаче управляющего сигнала на два из четырех электромагнитных клапана блока 7. Например, после выбора левого штока КП, включение 3-й передачи произойдет при параллельной подаче напряжения на комбинацию клапанов *MUE – MUB* (позиция 7, рис. 1.43). При этом другая пара клапанов *MGE – MGB* будет обесточена.

Установка нейтрали в КП происходит при параллельной подаче управляющих сигналов на все 4 ЭМК блока 7: *MGB – MUB – MGE – MUE*. При этом нейтраль будет обеспечена за счет особой ступенчатой конструкции поршня пневмоцилиндра 24, а удаление воздуха из промежуточной полости пневмоцилиндра 24 в атмосферу будет осуществляться через выход 32 (см. рис. 1.43).

Мониторинг процесса переключения осуществляется с помощью датчиков перемещения 6 и 8.

Конструкция ИМ переключения передач AMC ZF AS Tronic (см. рис. 1.12) также имеет два перекрещивающихся под прямым углом пневмоцилиндра выбора и включения передачи в основной КП. Однако в отличие от AMC Mercedes Telligent automated конструкция ИМ переключения AMC ZF AS Tronic имеет только один шток с 3-мя свободно посаженными вилками. При срабатывании пневмоцилиндра выбора (см. рис. 1.12) силовой шток исполнительного элемента включения передачи проворачивается, и ввиду особой кон-

фигурации штока в зоне крепления вилок, происходит жесткое сближение одной из вилок со штоком с одновременным высвобождением остальных. Благодаря такой конструкции исполнительный механизм становится более компактным, хотя и требует выполнения сложных выступов и пазов на штоке и корпусе вилок.

Особого внимания заслуживает система управления сухим фрикционным сцеплением. Как видно из принципиальной схемы АМС Mercedes Telligent (рис. 1.43) исполнительный механизм 18 сцепления состоит из силового цилиндра 21 пневмогидроусилителя с датчиком 17 перемещения штока и пневматического следящего устройства в виде двухпозиционного электромагнитного клапана. К рабочей полости гидроцилиндра 21 подведены две нагнетательные магистрали НЗ и 32, что дает основание предположить, что привод сцепления имеет два независимых контура управления: со стороны электронной системы (магистраль 32) и со стороны водителя при нажатии на педаль 14 (магистраль НЗ).

Правильность вышеприведенного предположения подтверждается запатентованным концерном Daimler-Benz решением [86] на конструктивное исполнение силового цилиндра привода сцепления. В качестве приводного исполнительного механизма используется гидравлический двухсекционный цилиндр 1 (рис. 1.45) с двумя поршнями в одной секции и поршнем с возвратной цилиндрической пружиной 7 в другой. Шток 2 нажимного поршня 3 первой секции связан с рычагом 24 выключения сцепления и может приводиться в действие как со стороны водителя при нажатии на педаль 14 (см. рис. 1.43) сцепления, так и посредством перемещения промежуточного поршня 18 (рис. 1.45) той же секции при увеличении давления в магистрали 5, соединенной с гидроаккумулятором 6, управляемым от электронного блока с помощью впускных / выпускных электромагнитных клапанов.

В зависимости от используемой стратегии управления, промежуточные положения рычага при включении сцепления в автоматическом режиме работы обеспечиваются либо за счет последовательного увеличения скважности управляющего сигнала при широтно-импульсной модуляции (Indirect / Direct Semi-Active Control), либо ступенчатым уменьшением величины прямого токового сигнала (Direct Active Control [DAC]), подаваемого на обмотку пропорционального электромагнитного клапана, отвечающего за изменение

давления в магистрали 8 (рис. 1.45). По данным исследования, проведенного специалистами Hyundai Motor Company, стратегия DAC является более перспективной, так как способна обеспечить на 0,08 с более быстрое нарастание/падение давления в полостях силовых исполнительных механизмов по сравнению со стратегией управления на основе ШИМ-сигналов [87, с. 5, рис. 10]. Хотя большая начальная временная задержка, обусловленная введением в электрическую цепь пропорционального клапана обратной связи по потребляемому току, сводит практически к минимуму это преимущество.

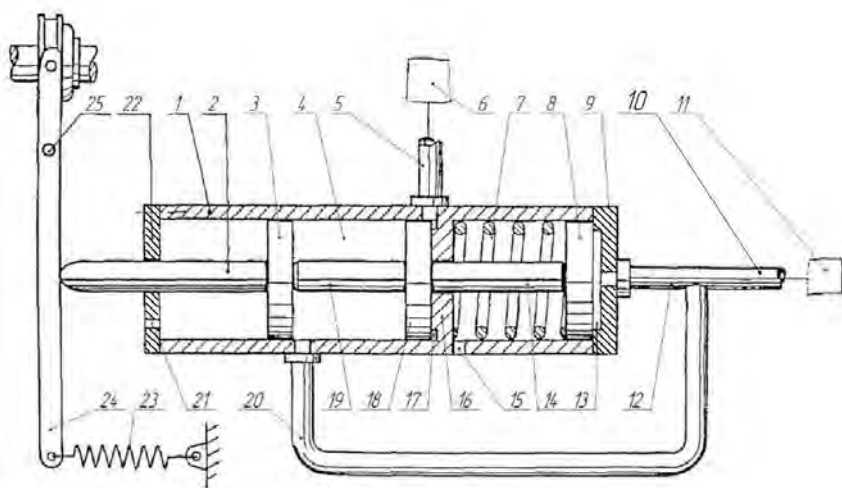


Рис. 1.45. Силовой гидроцилиндр привода сцепления:

1 – корпус гидроцилиндра; 2, 14, 19 – штоки поршней; 3, 18 – нажимной и промежуточный поршни I-й секции; 4, 13, 17 – рабочие полости гидроцилиндра; 5, 10, 12, 20 – гидравлические трубопроводы; 6 – гидроаккумулятор; 7, 23 – возвратная цилиндрическая пружина; 8 – нажимной поршень II-й секции; 9, 22 – боковые крышки корпуса; 11 – подпедальный гидроцилиндр; 15, 21 – атмосферный выход; 16 – перегородка корпуса; 25 – ось рычага 24 вилки выключения сцепления

Электронная обратная связь [88], необходимая в цепи управления для обеспечения работы сцепления на всех режимах без энергетических и динамических перегрузок, обеспечивается, скорее всего, или по оборотам входного вала КП или по темпу включения сцепления. В первом случае информацию о характере протекания три-



биологического процесса дает индуктивный датчик 20 частоты вращения (см. рис. 1.43), во втором – датчик 17 перемещения штока силового цилиндра сцепления. При превышении пороговых значений указанных параметров обратной связи, ЭБУ формирует кратковременный сигнал на уменьшение скважности управляющего ШИМ-сигнала или увеличение силы тока, подаваемого на обмотку ЭМК. Диски сцепления размыкаются, уменьшая тем самым нагрузку сцепления и валопроводов трансмиссии.

Механический гидропривод сцепления, включающий педаль 14 сцепления (см. рис. 1.43) с подпедальным гидроцилиндром 15, расширительный бачок 16 с гидравлической жидкостью, трубопроводы 12 и 20 (см. рис. 1.45), силовой гидроцилиндр 1, необходим для реализации, так называемой аварийной функции, позволяющей водителю управлять включением сцепления с требуемым темпом при трогании автопоезда и доехать до сервисного центра на принудительно включаемых 2 и 5-й передаче.

Недостатками предложенной конструкции автоматизированного привода сцепления (см. рис. 1.45) являются необходимость иметь на борту автомобиля дополнительно резервуар с жидкостью, гидравлический насос и гидроаккумулятор, отсутствие возможности использования в приводе штатных пневмоаппаратов питания и управления (компрессор, ресиверы, пневмогидроусилитель сцепления и т.д.).

Следует отметить, что помимо концерна Daimler-Chrysler (Германия-США) практически все ведущие концерны и корпорации автомобилестроительной отрасли разработали дуплексные приводы сухого фрикционного сцепления, интегрируемые в автоматизированные мехатронные системы управления силовым агрегатом. Независимую работу двух контуров как со стороны «электроники», так и, при необходимости, со стороны водителя обеспечивает конструкция электро-пневмогидравлического исполнительного механизма сцепления Eaton Corp. [89, с. 3, рис. 3] (США), гидравлического ИМ [90, с. 3, рис. 2] (Exedy Corp., Япония), электрогидравлического ИМ сцепления Automotive Products [91, с. 3, рис. 3], пневмогидравлического ИМ сцепления Isuzu Motors Limited [92, с. 2, рис. 1-2] (Япония).

Функциональные возможности автоматизированной мехатронной системы Telligent gearshift Automated практически такие же, как и у систем ZF AS Tronic (ZF Friedrichshafen AG) и Autoshift/UltraShift (Eaton Corp.) (см. главу 1, с. 25 и с. 51).

При переключении передач используется принцип центральной синхронизации. Причем для выравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов используется моторный тормоз, имеющий электронное управление.

Алгоритм переключения, заложенный в микропроцессорную систему управления, имеет одну из следующих структур:

1) управление двигателем - выключение сцепления - выключение предыдущей передачи - частичное или полное включение сцепления - синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления двигателем - выключение сцепления - включение последующей передачи - прекращение управления двигателем и включение сцепления;

2) управление двигателем - выключение сцепления - выключение предыдущей передачи - частичное или полное включение сцепления - синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления двигателем - включение последующей передачи - прекращение управления двигателем и довключение сцепления;

3) управление двигателем – выключение предыдущей передачи при включенном сцеплении – включение последующей передачи и прекращение управления двигателем

Каждая из перечисленных структур имеет свои достоинства и недостатки. Выбор наилучшего варианта возможен при проведении структурного и параметрического синтеза алгоритма переключения путем проведения машинного эксперимента. Информация о том, какой именно алгоритм используется в AMC Telligent gearshift Automated, отсутствует.

КП G210 EPS оборудована ретардером (см. рис. 1.42), управление которым осуществляется автономным CAN-модулем. Кроме того, тягач Mercedes Actros оснащен интегрированной системой ABS-ASR и системой ESP, имеющих также автономное управление от отдельных микропроцессорных блоков. При этом обмен данными между вышеперечисленными электронными модулями, а также бортовым компьютером 1 (см. рис. 1.43) происходит по CAN-шине. CAN-интерфейс ЭБУ 2 трансмиссией – выходы 1, 2, 3 порта X1 (см. рис. 1.43).

Таким образом, в AMC Telligent gearshift Automated, также как и в конструкциях других ведущих мировых производителей, используется модульный принцип построения автоматик.

### 1.2.4. Опытные-промышленные образцы АМСУСА автомобильной промышленности Российской Федерации

В Российской Федерации также имеются разработки по созданию автоматизированных систем управления силовым агрегатом.

Электропневматическая система управления КП (рис. 1.46) фирмы «Кора» аналогичная западным образцам, устанавливается на автомобилях КамАЗ-6460, КамАЗ-4355 и представляет собой систему командного управления [93].

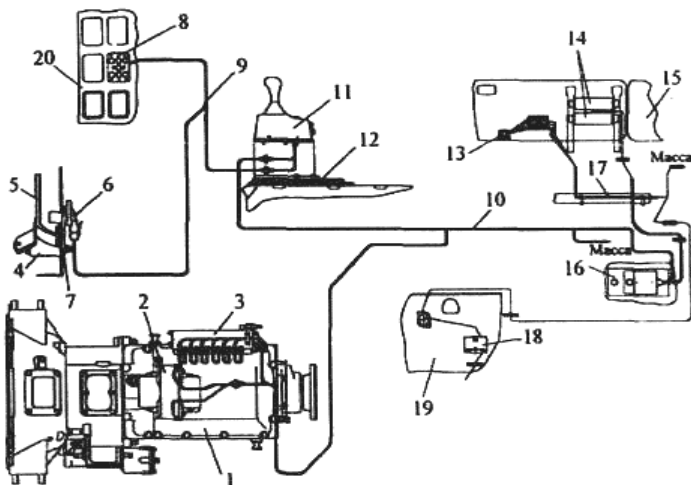


Рис. 1.46. Электропневматическая система управления КП:

- 1 – коробка передач; 2 – исполнительный механизм; 3 – блок клапанов; 4 – ограничитель хода педали; 5 – педаль сцепления с кронштейном и главным цилиндром; 6 – датчик фаз торцевой; 7 – кронштейн датчика сцепления; 8 – блок индикации; 9, 10 – кабели; 11 – задатчик режимов движения; 12 – опора кронштейна переключателя; 13 – реле; 14 – блоки предохранителей; 15 – вещевой ящик; 16 – установка блока защиты бортовой сети; 17 – прокладка жгутов; 18 – блок предохранителей; 19 – панель передкавнутренняя; 20 – панель выключателей.

Джойстик 11 (задатчик режимов движения) имеет: указатель передачи в КП, кнопку «Блокировка», клавишный переключатель управления делителем, клавишный выключатель электронного блока управления, кнопку «Нейтраль принудительно».

Система работает следующим образом. Для включения первой и

задней передач выжимается сцепление, после чего рычажок задатчика *II* режимов передвигается в необходимую позицию. Выбранная команда подтверждается нажатием клавиши. Остальные передачи включаются без подтверждения. При остановке систему можно быстро перевести в нейтральное положение нажатием соответствующей клавиши на пульте управления.

К недостаткам данной конструкции можно отнести наличие выключателя джойстика, необходимость подтверждения включения первой и задней передачи, пониженную информативность системы (светодиоды индикатора включенной передачи расположены по центру панели).

Командный привод управления [11, с. 97, 94] коробкой передач разработан в Центральном научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ). Управление коробкой осуществляется с помощью контроллера, установленного на рулевой колонке автомобиля (рис. 1.47).

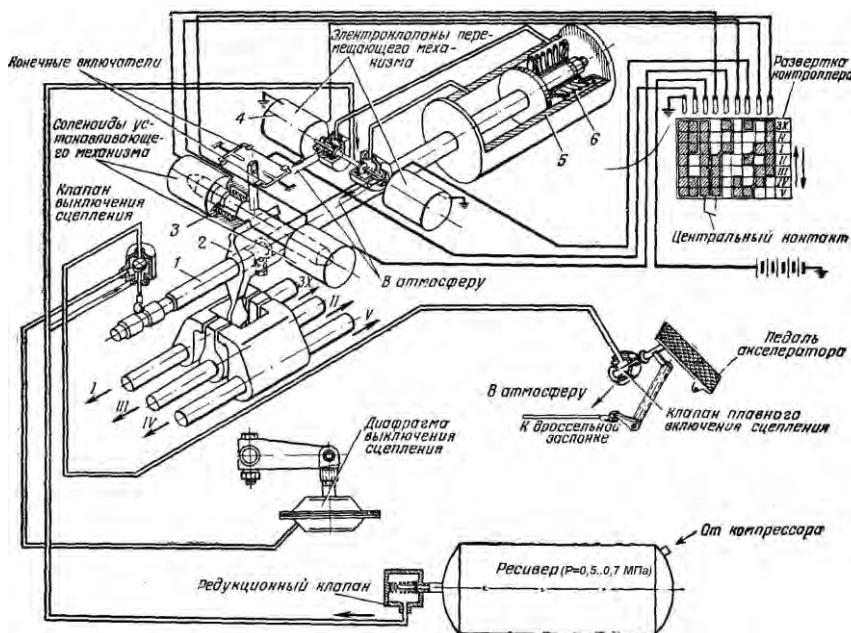


Рис. 1.47. Схема командного привода управления с электропневматическим включением передач

На крышке коробки смонтирован пневмоцилиндр 5 исполнительного механизма, имеющий три устойчивых положения: два крайних и одно промежуточное. Цилиндрическая пружина 6 обеспечивает установку штока 1 цилиндра в нейтральное положение. В качестве исполнительного механизма сцепления используется диафрагменная камера. При срабатывании соленоида 3 происходит выбор ползуна включаемой передачи.

При включении, например, I-й передачи водитель перемещает рукоятку контроллера в положение «1». Электрическая цепь соленоида 3 замыкается. Вилка 2 проворачивается и вводит палец в зацепление с ползуном первой передачи и передачи заднего хода. После чего срабатывает один из концевых выключателей, и контроллер замыкает цепь электромагнита 4. Воздушный клапан открывается и сжатый воздух поступает из ресивера в полость силового цилиндра 5.

Перемещение штока 1 приводит к открытию клапана сцепления. Сцепление выключается, а затем происходит включение передачи. Для последующего включения сцепления необходимо нажать на педаль подачи топлива. При этом темп включения сцепления задается характером перемещения педали акселератора.

При отпущенной педали клапан сцепления закрыт и сцепление остается выключенным. Ползун в положении включенной передачи удерживается давлением воздуха в силовом цилиндре 5.

Для реализации аварийной функции при отказе основной переключающей системы привод управления имеет дополнительную рукоятку, с помощью которой можно механически включить первую передачу и передачу заднего хода.

Система конструктивно проста, обладает высокой надежностью, однако может быть использована только для командного переключения в синхронизированных коробках в соответствии с алгоритмом индивидуальной синхронизации.

Электропневматическая система [95] управления механизмом переключения коробки передач большегрузного автомобиля (см. рис. 1.48) содержит два трехпозиционных пневмоцилиндра двустороннего действия. Ориентация осей силовых цилиндров – взаимно перпендикулярная.

В пневмоцилиндры установлены витые цилиндрические пружины 2 и 7, обеспечивающие установку нейтрального положения в КП. Выбор и последующее включение передачи происходит при

перемещении штоков 3 и 6, связанных с трехлинейным исполнительным механизмом 4 коробки передач.

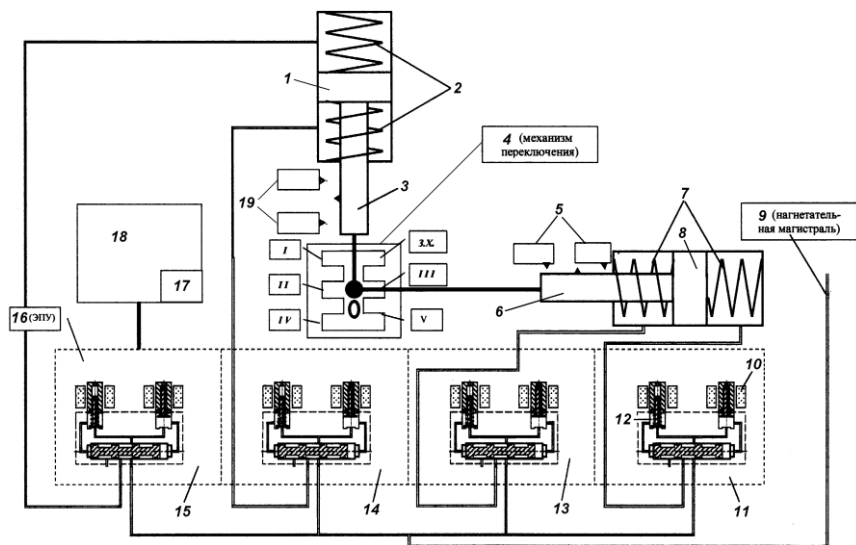


Рис. 1.48. Электропневматическая система управления механизмом переключения КП: 1, 8 – поршни пневмоцилиндров выбора и включения передачи; 2, 7 – центрирующие пружины; 3, 6 – штоки поршней пневмоцилиндров; 4 – механизм переключения; 5, 19 – концевые выключатели; 9 – нагнетательная магистраль; 10 – обмотки электромагнитных пневматических клапанов 12; 11, 13, 14, 15 – пневмораспределители; 16 – электропневматический узел управления пневмоцилиндрами; 17 – запоминающее устройство 18 – ЭБУ

Электропневматический узел 16 управления пневмоцилиндрами выполнен с четырьмя двухпозиционными попарно сгруппированными пневмораспределителями 11, 15 и 13, 14 золотникового типа. Для соединения полостей соответствующих пневмоцилиндров с нагнетающей магистралью или атмосферой имеются восемь электропневмоклапанов 12 непрямого действия. Клапаны установлены попарно. При подаче управляющего сигнала от контроллера 18 на определенную комбинацию электромагнитных клапанов 12 происходит перемещение золотников соответствующих пневмораспределителей в крайние положения. В результате осуществляется выбор требуемого штока с последующим включением передачи.

После завершения процесса переключения передач электромагнит-

ные клапаны не остаются под напряжением. ЭБУ 18 автоматически обесточивает силовые цепи, тем самым, исключая выход из строя электропневмоклапанов из-за возможного перегрева обмоток 10.

Предложенная электропневматическая система управления механизмом переключения КП может быть использована при автоматизации работы силового агрегата по принципу центральной синхронизации. Однако использование пневмораспределительных устройств непрямого действия существенно увеличивает общее время переключения передач по сравнению со стратегией непосредственного управления.

Кроме того, для установки штоков пневмоцилиндров в промежуточное положение в конструкции используются витые цилиндрические пружины. Следовательно, в процессе переключения необходимо создавать дополнительное усилие для их сжатия. Не говоря о том, что установка пружин увеличивает массу исполнительного механизма.

Указанные недостатки могут быть устранены при использовании в конструкции исполнительного механизма КП вместо пружин ступенчатых поршней (рис. 1.49), которых в зависимости от конструктивного исполнения может быть два и более [ 96, с. 6, рис. 1, 97, с. 25, рис. 3].

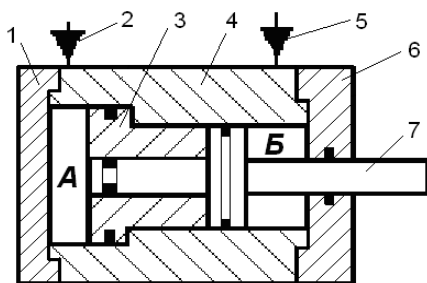


Рис. 1.49. Силовой цилиндр со ступенчатым поршнем:  
1, 6 – крышки; 2, 5 – воздушные магистрали соответственно полостей А и Б; 3 – наружный поршень; 4 – корпус пневмоцилиндра; 7 – шток-поршень пневмоцилиндра

Изобретение, описанное в работе [98], относится к транспортно-му машиностроению и может быть использовано при автоматизации управления силовым агрегатом автомобиля.

Автоматизированный силовой агрегат включает двигатель 4 внутреннего сгорания (рис. 1.50), сухое фрикционное сцепление с механизмом управления 9, механическую автоматизированную коробку передач с исполнительными механизмами 17 и 18, селектор 10 режимов движения, а также ряд других механизмов, узлов и датчиков мехатронной системы.

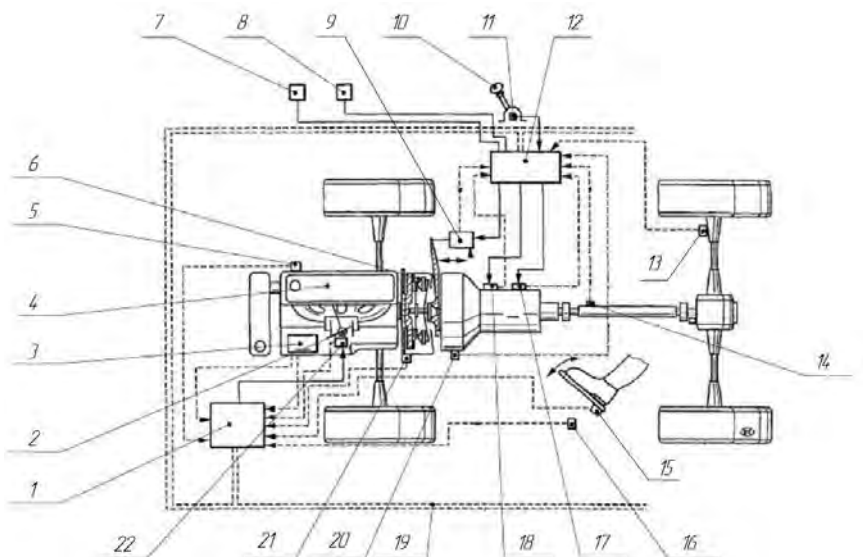


Рис. 1.50. Мехатронная система управления силовым агрегатом автомобиля:

- 1, 12 – ЭБУ двигателем и трансмиссией; 2 – дроссельная заслонка; двигатель;  
 3, 5 – датчик соответственно давления во впускном коллекторе двигателя и температуры охлаждающей жидкости; 6 – фрикционное сцепление; 7 – звуковой извещатель;  
 8 – индикаторная лампочка; 9, 17, 18 – ИМ управления сцеплением и КП; 10 – селектор режимов с сенсорной матрицей 11; 13, 14, 20, 21 – датчики частоты вращения;  
 15 – датчик перемещения педали акселератора; 16 – переключатель холостого хода;  
 19 – CAN-шина; 22 – механизм управления дроссельной заслонкой с датчиком положения

В описанном изобретении реализован принцип модульного построения системы автоматизации. Двигатель имеет электронное управление топливоподачей от ЭБУ 1. Управление сцеплением и коробкой передач осуществляет электронный блок 12, сообщаемый с ЭБУ 1 посредством CAN-шины 19. Переключение передач производится по алгоритму центральной синхронизации включаемых элементов КП.

Кроме того, в работе предлагается алгоритм «Hill-Hold Capability», позволяющий удерживать автомобиль на склоне без откатывания за счет пробуксовывания сцепления при незначительном воздействии на педаль 15 управления двигателем (рис. 1.50). В качестве энергетических критериев, оценивающих износ сцепления предлагается использовать величину пробуксовывания ведущей и ведомой частей. Согласно исследованиям предельно допустимая величина пробуксовывания



составляет от 300 об·мин<sup>-1</sup> до 700 об·мин<sup>-1</sup> [98, с. 5], что соответствует температуре нажимного диска от 180°С до 350°С [98, с. 7].

При превышении нижнего порогового значения 180°С водитель получает предупреждающие сигналы сначала от оптического указателя 8 (рис. 1.49), а затем, по мере роста температуры, и от акустического указателя 7. По истечении 3 ... 5 секундной выдержки при дальнейшем увеличении температуры сцепление автоматически включится в соответствии с оптимальным темпом, заложенным в запоминающее устройство ЭБУ 12. При превышении верхнего порогового значения в 350°С, сцепление включается непосредственно без времени выжидания.

Однако из приведенного в патенте описания не ясно, какой именно механизм управления сцеплением используется в данной АМС, хотя от выбора его типа зависит точность автоматического управления и как следствие, его долговечность. Кроме того, остается непонятным, каким образом и по какому выходному параметру работает обратная связь по управлению сцеплением на ЭБУ 12.

Подведя итог по обзорной части монографии, можно с уверенностью констатировать, что разработка мехатронной системы управления силовым агрегатом на базе сухого фрикционного сцепления и механической коробки передач является приоритетным направлением в автомобильной автоматике, поскольку оснащение такими системами автотранспортных средств и, в первую очередь, магистральных автопоездов полной массой до 44 тонн, повышает их технический уровень, позволяет улучшить тягово-скоростные свойства и топливную экономичность, снизить психофизическую нагрузку водителя и увеличить долговечность силового агрегата.

## ГЛАВА 2. АЛГОРИТМЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ

### 2.1. Объект автоматизации и его краткое описание

Объектом автоматизации является силовой агрегат (рис. 2.1) большегрузного автомобиля КамАЗ полной массой 24 тонны, включающий дизельный двигатель с механической топливоподачей, сухое фрикционное сцепление и механическую многоступенчатую коробку передач (см. прил.А, табл. А1).

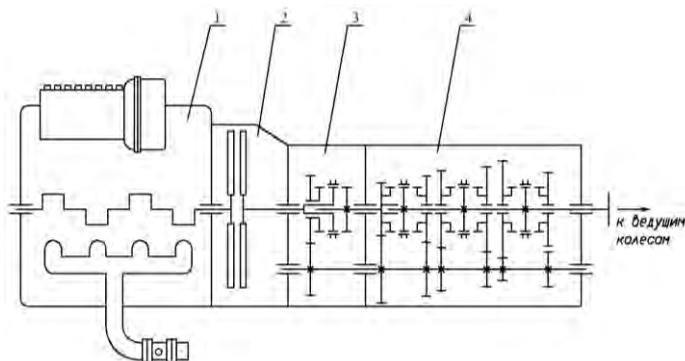


Рис. 2.1. Силовой агрегат грузового автомобиля:  
1 – ДВС; 2 – фрикционное сцепление; 3 – дополнительная КП (делитель);  
4 – коробка передач

Управление вышеперечисленными узлами и агрегатами на всех режимах движения должно быть автоматическое. Поэтому топливный насос высокого давления, моторный тормоз, фрикционное сцепление, основную и дополнительную коробки передач необходимо оснастить исполнительными механизмами, электромагнитными клапанами, концевыми выключателями, датчиками частот вращения и перемещения. Принципиальная схема разработанной мехатронной системы изображена на рис. 2.2.

Водитель воздействует на селектор 27 (см. рис. 2.2) режимов движения, педаль 5 акселератора, а по необходимости и на педаль 8 тормоза. Механическая связь между рычагом регулятора ТНВД и педалью 5 управления двигателем разорвана. Изменение топливоподачи дизельного двигателя, включение-выключение сцепления и переключение ступеней в коробке происходит автоматически в результате срабатывания пневматических силовых исполнительных механизмов 12,

16, 17, 19, 23 и/или 25 при подаче сигнала от контроллера на соответствующий электромагнитный клапан или их комбинацию.

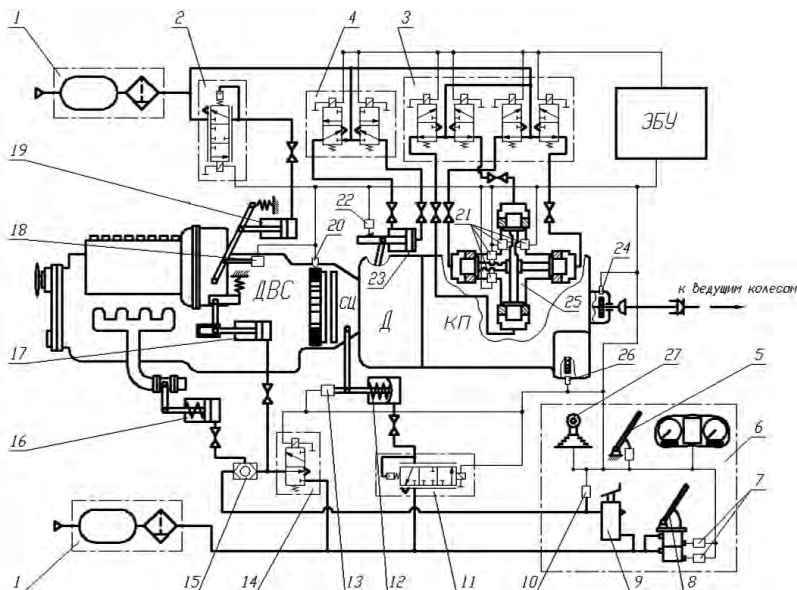


Рис. 2.2. Принципиальная схема автоматизированного силового агрегата:  
 1 – питающая часть пневмопривода; 2, 11 – пропорциональные ЭМК управления ДВС и сцеплением; 3, 4 – блоки ЭМК управления исполнительными механизмами КП; 5 – педаль акселератора с датчиком положения; 6 – органы управления и панель приборов; 7, 10 – датчики давления; 8 – педаль тормоза с двухсекционным тормозным краном; 9 – клапан останова двигателя; 12, 16, 17, 19, 23, 25 – исполнительный механизм соответственно сцепления, моторного тормоза, выключения подачи топлива, рычага регулятора ТНВД, делителя и КП; 13, 18, 22 – датчики перемещения; 14 – ЭМК управления моторным тормозом; 15 – двухмагистральный клапан; 20, 24, 26 – датчики частоты вращения; 21 – концевые выключатели; 27 – селектор режимов

## 2.2. Структура, режимы и схема работы АМСУСА

Информационно-управляющий комплекс мехатронной системы (см. рис. 2.2) должен обрабатывать информацию, поступающую от датчиков:

- частоты вращения коленчатого вала ДВС, промежуточного и выходного валов КП;
- положения рычага регулятора ТНВД;
- положения педали акселератора;

- положений ИМ переключения передач основной и дополнительной КП;
- положения рычага выключения сцепления;
- срабатывания рабочей и вспомогательной тормозных систем;
- положения селектора режимов.

На основании полученной от датчиков информации электронные блоки АМСУСА должны обеспечивать при отработке программы автоматическое или командное управление узлами силового агрегата автомобиля:

- управление КП при трогании, маневрировании и переключении передач;
- управление топливоподачей дизельного двигателя, в том числе и на переходных процессах;
- управление сухим фрикционным сцеплением;
- управление исполнительными механизмами вспомогательной тормозной системы (пневмоцилиндрами моторного тормоза и останова двигателя).

В командном режиме водитель инициирует момент, направление и шаг переключения, а сам процесс переключения передач осуществляется автоматикой в соответствии с управляющим алгоритмом.

В случае автоматического управления обеспечиваются следующие режимы работы силового агрегата:

- трогание автопоезда с места;
- маневрирование с низкими скоростями;
- выбор направления и момента переключения передач;
- организация процесса переключения на высшую передачу;
- организация процесса переключения на низшую передачу;
- предохранение двигателя от заглохания;
- выбор передачи после торможения автомобиля или движения накатом;
- автоматическое поддержание заданной водителем скорости движения.

Схема алгоритма работы АМСУСА в автоматическом режиме приведена на рис. 2.3. В соответствии с данной схемой инициализация рабочего состояния АМСУСА осуществляется водителем посредством перевода селектора режимов в соответствующее положение.

Блок *PI* (см. рис. 2.3) выбора режима работы АМСУСА на основе поступающей от датчиков информации определяет режим, в котором находится объект управления, или режим, в который он должен быть переведен.

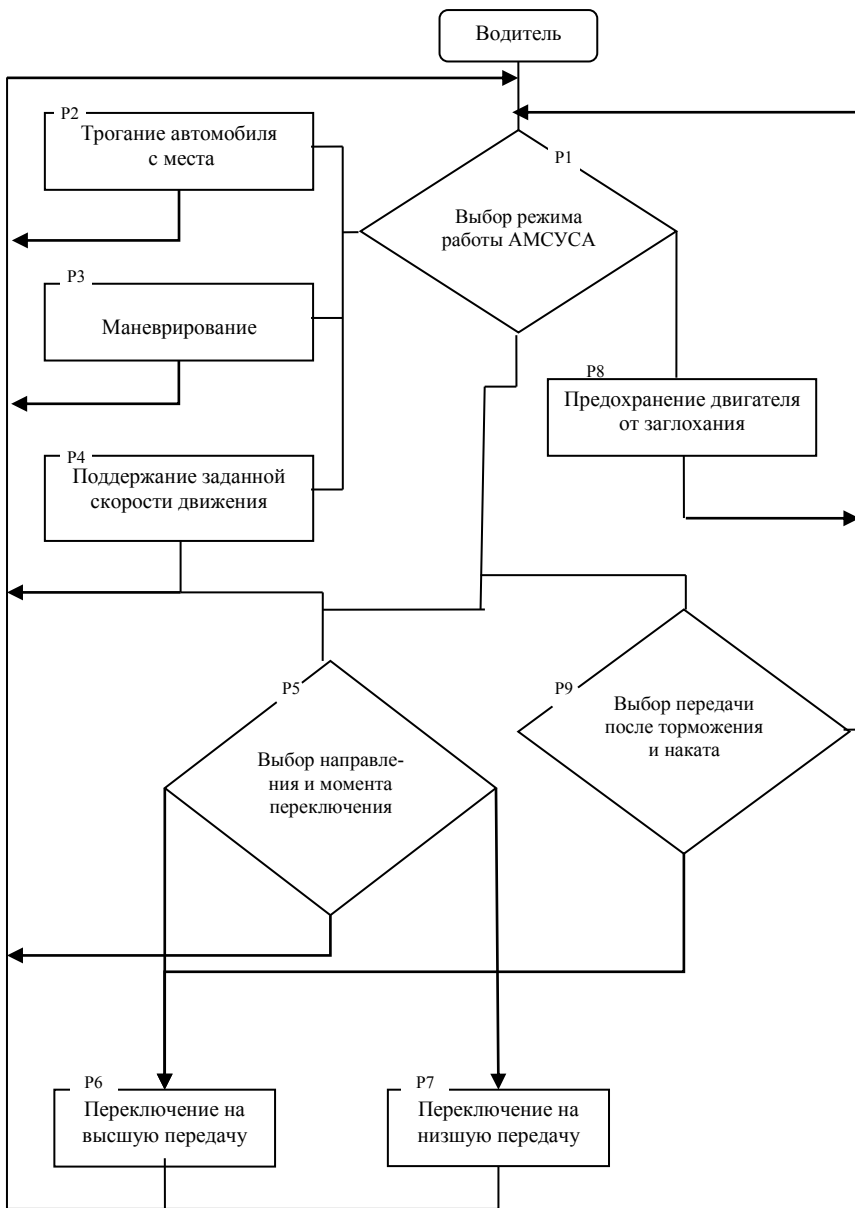


Рис. 2.3. Схема алгоритма работы АМСУСА в автоматическом режиме

Если необходимо начать движение, то управление передается блоку *P2*, обеспечивающему трогание автомобиля с места в соответствии с заложенным алгоритмом. После завершения процесса трогания управление передается блоку *P1*.

При необходимости маневрирования управление передается блоку *P3*, обеспечивающему реализацию соответствующего алгоритма и движение с малыми скоростями.

Блоки *P3* и *P4* отвечают соответственно за движение на передаче заднего хода и движение накатом после установки нейтрали в КП.

Блок *P5* выбора направления и момента переключения передач анализирует состояние объекта управления. Если условия необходимости переключения на смежную высшую или низшую передачи удовлетворяются, то управление передается соответственно блокам *P6* или *P7*. Если заданные условия не удовлетворяются, то управление передается блоку *P1*.

Блоки *P6* и *P7* обеспечивают организацию процесса переключения соответственно на высшую или низшую передачи согласно алгоритму с центральной синхронизацией включаемых элементов КП. После завершения процесса переключения управление передается блоку *P1*.

Если при движении автомобиля угловая скорость коленчатого вала двигателя уменьшается до заданного критического значения, то управление передается блоку *P8*. Блок *P8* с целью предохранения двигателя от заглохания обеспечивает установку нейтрали в КП. Затем управление передается блоку *P1*.

В случае перехода из тормозного режима или режима движения автомобиля накатом, управление от блока *P8* передается блоку *P9*. Данный блок производит выбор передачи в соответствии со скоростью движения автомобиля. Затем управление передается блоку *P6* или *P7*, обеспечивающему включение выбранной передачи.

Режим автоматического поддержания скорости автомобиля реализует блок *P4*. При этом используются автономные электронные структуры управления тяговым и тормозным режимами. ЭБУ последовательно и (или) параллельно управляет топливоподачей двигателя, элементами вспомогательной и рабочей тормозной систем. Возможна передача управления блокам *P6* и *P7*, если для поддержания заданной скорости, например на затяжном подъеме или крутом спуске, необходимо переключение на высшую или низшую передачу.

### 2.3. Алгоритм трогания с места и стратегия управления сцеплением в автоматическом режиме управления силовым агрегатом

При отладке автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом одним из наиболее трудоемких этапов является автоматизация процесса трогания. Механическая часть разработанной мехатронной системы (см. рис. 2.4) имеет отработанную стандартную конструкцию. Сухое фрикционное сцепление (СЦ) по конструкции аналогично сцеплениям, применяемым в трансмиссиях с ручным управлением. Отличительной особенностью является автоматизированный привод, состоящий из ЭБУ и исполнительного механизма, включающего пневмокамеру 12 с датчиком 13 перемещения и пропорциональный электромагнитный клапан 11.

Водитель, воздействуя на педаль 1 управления топливоподачей (см. рис. 2.4), задает характер протекания процесса трогания. Механической связи между педалью и рычагом ТНВД нет. Управление моментной характеристикой и оборотами двигателя, включение передачи в КП с которой осуществляется трогание [99] и процесс замыкания сцепления реализует микропроцессорная система с помощью исполнительных механизмов 12, 19, 23 и 24 в соответствии с заложенным в ЭБУ алгоритмом.

Стратегия управления сцеплением предусматривает в общем случае выбор:

- рабочего тела для силовой части исполнительного механизма;
- аппаратной части системы управления: исполнительного механизма (например, силового цилиндра и распределительного устройства с электромагнитным управлением), ЭБУ и датчиков;
- управляющего сигнала для соленоидного распределителя с учетом технических возможностей используемого ЭБУ;
- типа и параметра обратной связи в цепи управления;
- типа регулятора, используемого в цепи управления.

Обоснование выбора рабочего тела и исполнительных механизмов АМСУСА, их технические характеристики, а также технические данные используемых электронных компонентов разработанной мехатронной системы подробно изложены и приведены в главе 3 «Разработка макетного образца мехатронной системы управления силовым агрегатом автомобиля и проведение полунатурного эксперимента».

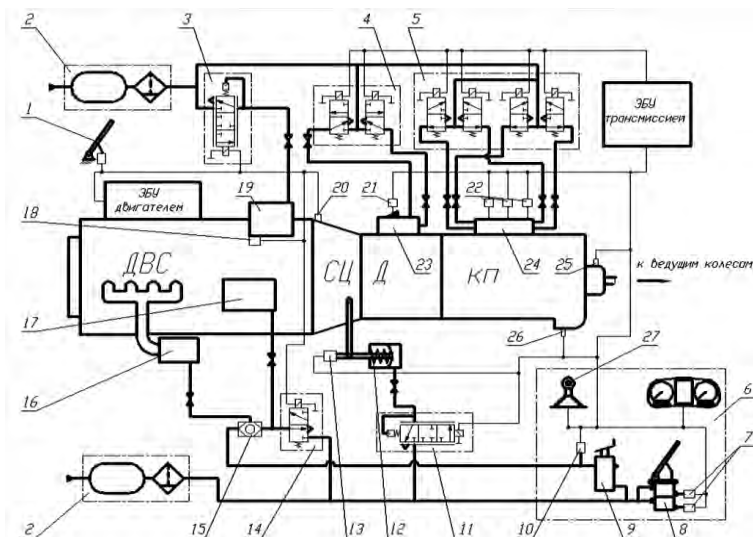


Рис. 2.4. Принципиальная схема проектируемой АМСУСА:

1 – педаль акселератора с датчиком положения; 2 – питающая часть пневмопривода; 3, 11 – пропорциональные ЭМК управления ДВС и сцеплением; 4, 5 – ЭМК управления КП; 6 – органы управления и панель приборов; 7, 10 – датчики давления; 8 – педаль тормоза с двухсекционным тормозным краном; 9 – клапан останова двигателя; 12, 16, 17, 19, 23, 24 – исполнительные механизмы соответственно сцепления, моторного тормоза, выключения подачи топлива, рычага регулятора ТНВД, делителя и основной КП; 13, 18, 21 – датчики перемещения; 14 – ЭМК управления моторным тормозом и выключением подачи топлива; 15 – двухмагистральный клапан; 20, 25, 26 – датчики частоты вращения; 22 – концевые выключатели; 27 – селектор режимов

В качестве рабочего тела для исполнительных механизмов АМСУСА предлагается использовать сжатый воздух.

В качестве управляющего сигнала для пропорционального клапана управления сцеплением предлагается использовать широтно-импульсную модуляцию.

Система должна обеспечивать работу сцепления на всех режимах без энергетических и динамических перегрузок элементов трансмиссии, что требует введения в цепь управления обратной связи [88].

Обратная связь при широтно-импульсном управлении сцеплением в процессе трогания – однопараметрическая многокритериальная.

В отличие, например, от электропневматической системы ЕКС автоматического управления сцеплением немецкой фирмы Sachs («Сакс», Германия), где в качестве параметра обратной связи ис-



пользуется показания датчика положения рычага выключения сцепления [11, с. 82], в проекте в качестве параметра обратной связи предлагается использовать приращение угловой скорости ведомого диска сцепления по времени  $d\omega_2/dt$  в процессе трогания автопоезда с места, т.е. его угловое ускорение  $E$ , рад/с<sup>2</sup> [100].

Верхнее и нижнее пороговые значения указанного параметра можно получить путем имитационного моделирования процесса трогания. Согласно проведенным исследованиям нижнее пороговое значение темпа включения сцепления составляет  $K_c^H = 0,72$  с<sup>-1</sup>, верхнее –  $K_c^e = 12$  с<sup>-1</sup> [101, 102, с. 38, табл. 6].

Трогание автомобиля с места происходит следующим образом. После перевода селектора 27 (см. рис. 2.4) режимов движения в положение D (drive – езда), водитель воздействует на педаль 1 управления двигателем. Параллельно, получая сигналы от подселекторного концевого выключателя, датчиков частоты 20 вращения коленчатого вала двигателя, положения 18 рычага подачи топлива и положения педали 1 управления двигателем, ЭБУ трансмиссией формирует управляющий сигнал на открытие пропорционального электромагнитного клапана 11. Клапан срабатывает, и сжатый воздух поступает из ресивера питающей части 2 в пневмокамеру 12 привода сцепления. Сцепление выключается. Обработав сигнал от датчика 13 перемещения рычага СЦ, ЭБУ посылает последовательно сигналы на электромагнитные клапаны 4 и 5, отвечающие за сброс-наполнение полостей исполнительного механизма 24 выбора и включения передачи и пневмоцилиндра 23 включения ступеней делителя. На момент включения передачи (соответствующий концевик 22 механизма переключения замкнут) ЭБУ двигателем устанавливает определенные обороты коленвала, величина которых зависит от номера включенной передачи (весового состояния транспортного средства). После чего ЭБУ трансмиссией подает широтно-импульсный сигнал на пропорциональный электромагнитный клапан 11, увеличивая от цикла к циклу скважность сигнала на определенную величину, зависящую от скорости перемещения педали 1 «газа». Сжатый воздух из пневмокамеры 12 привода сцепления через пропорциональный клапан 11 постепенно выпускается в атмосферу, обеспечивая требуемый темп включения сцепления.

Таким образом, алгоритм трогания с места в автоматическом ре-

жиме представляет собой следующую последовательность операций: *управление селектором режимов работы трансмиссии – полное выключение сцепления – управление основной и дополнительной коробками передач – управление двигателем – полное включение сцепления.*

Необходимым элементом оптимального проектирования технических объектов является реализация механизма адаптации в технических системах [3, с. 18, 103]. Поэтому алгоритм управления автоматизированным силовым агрегатом автопоезда в процессе трогания с места должен быть адаптивным. Мехатронная система подстраивается под новые условия при обнаружении изменений в:

- характеристике нажимной пружины сцепления и (или) пневматического пропорционального электромагнитного клапана управления ИМ сцепления;
- характеристике пружины регулятора и (или) пневматического пропорционального электромагнитного клапана управления ИМ ТНВД двигателя;
- стиле вождения;
- весовом состоянии автопоезда.

Блок-схема адаптивного алгоритма, реализующего трогание автопоезда с места, представлена на рис. 2.5.

Адаптация по первому и второму признаку заключается в определении диапазона регулирования управляющего сигнала (см. рис. 2.5., блок 2), параллельно подаваемого ЭБУ на пропорциональные электромагнитные клапаны 2 или 11 до начала процесса трогания. Скорректированные значения используются при реализации алгоритма при выключении (см. рис. 2.5, блок 5) и включении (см. рис. 2.5, блок 11, 16) сцепления, а также при управлении топливоподачей ДВС (см. рис. 2.5, блок 21). Ввод механизма адаптации по изменению характеристик компонентов АМС позволяет улучшить качество управления узлами силового агрегата и сократить время отработки алгоритма.

Адаптация по третьему признаку (стилю вождения) позволяет водителю осуществлять процесс трогания с желаемой интенсивностью. Ключевым моментом в предлагаемом алгоритме является определение скорости перемещения педали управления топливоподачей (см. рис. 2.5, блок 3). Увеличение скважности сигнала ШИМ (см. рис. 2.5, блок 12, 17) при включении сцепления будет пропорционально величине просчитанного углового ускорения перемещения педали. Кроме того на заключительной фазе, когда разность угловых скоростей ведомой и ведущей частей сцепления не превышает 60 об/мин (см. рис. 2.5, блок

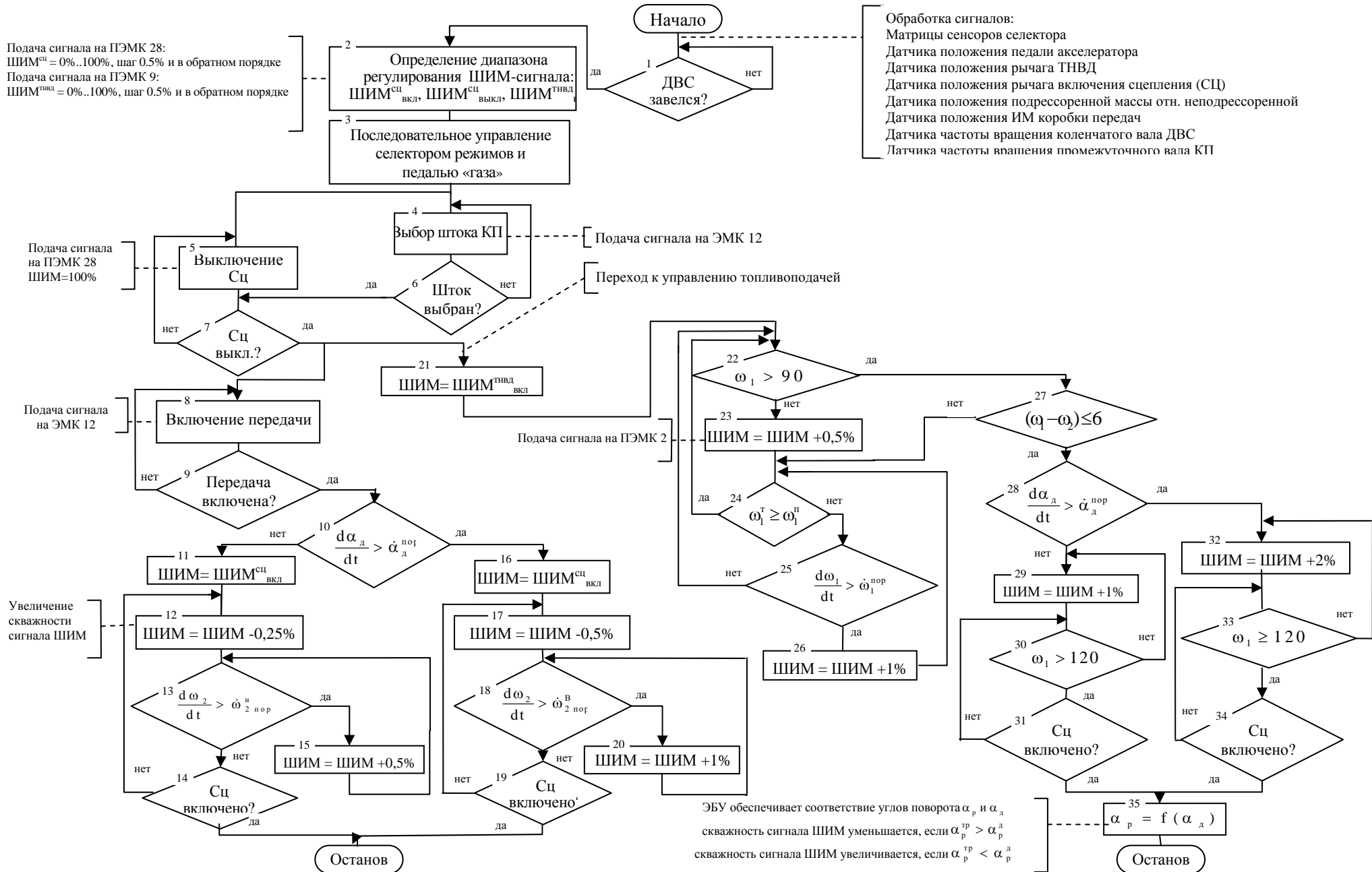


Рис. 2.5. Блок-схема адаптивного алгоритма трогания автопоезда с места в автоматическом режиме работы АМСУСА:

$\alpha_d, \alpha_p$  – угловое положение соответственно педали «газа» и рычага регулятора ТНВД, °;  $\dot{\alpha}_d^{пор}$  – пороговое значение угловой скорости перемещения педали газа, %/с;  $\omega_1^T, \omega_1^П$  – соответственно текущее и предыдущее значения угловой скорости  $\omega_1$  коленвала ДВС, рад/с;  $\dot{\omega}_1^{пор}$  – пороговое значение интенсивности снижения угловой скорости коленвала ДВС, рад/с<sup>3</sup>;  $\dot{\omega}_{2н}^{пор}, \dot{\omega}_{2в}^{пор}$  – нижнее и верхнее пороговые значения углового ускорения ведомого диска сцепления, рад/с<sup>3</sup>;  $ШИМ^{сц}_{вкл}, ШИМ^{сц}_{выкл}$  – величина сигнала ШИМ, соответствующая началу включения и выключения сцепления, %;  $ШИМ^{тнвд}_{вкл}$  – величина сигнала ШИМ, соответствующая началу перемещения рычага ТНВД.

27), увеличение топливоподачи ДВС также будет зависеть от скорости перемещения педали «газа» (см. рис. 2.5, блоки 29, 32). Во избежание «перегрузки» сцепления в цепь управления введена обратная связь (см. рис. 2.5, блоки 13, 15, 18, 20) по оборотам промежуточного вала. Обратная связь также вводится в цепь управления двигателем (см. рис. 2.5, блоки 25, 26) во избежание его заглохания вследствие снижения угловой скорости  $\omega_1$  коленчатого вала при включении сцепления.

Адаптация по четвертому признаку (весовому состоянию) возможна при установке датчика положения на раме тягача, фиксирующего перемещение подрессоренной массы относительно неподдресоренной при неподвижном автопоезде (рессорная подвеска). В зависимости от величины загрузки ЭБУ определяет оптимальную передачу трогания (см. рис. 2.5, блок 8) с точки зрения тепловой и динамической нагруженности элементов трансмиссии. Кроме того, в зависимости от фактической массы перевозимого груза будут изменяться верхнее и нижнее пороговые значения углового ускорения  $\dot{\omega}_2^{\text{пор}}$  ведомой части сцепления (см. рис. 2.5, блоки 13, 18). Величину  $\dot{\omega}_2^{\text{пор}}$  определяет ЭБУ методом одномерной линейной интерполяции, обрабатывая заложенный в память массив данных  $\dot{\omega}_2^{\text{пор}} = f(m_a)$ .

Вышеописанный алгоритм (см. рис. 2.5) трогания с места в автоматическом режиме работы силового агрегата представляет собой сложный комплекс взаимодействий между механическими, гидравлическими, пневматическими и электрическими / электронными компонентами и подсистемами. Оценить работоспособность предлагаемого алгоритма путем «классического» моделирование с разработкой расчетной схемы и математического описания является довольно затруднительным именно из-за наличия электронных компонентов, имеющих задержки по срабатыванию и другие специфические особенности. Поэтому, для проверки функциональной работоспособности разработанного алгоритма и предлагаемой стратегии управления сцеплением использовался программный продукт Imagine.Lab AMESim компании LMS (Германия).

Imagine.Lab AMESim представляет собой платформу одномерного моделирования [104], позволяющую отрабатывать сложные алгоритмы управления и точно предсказывать комплексное функционирование интеллектуальных систем на ранних стадиях проектирования. Полученная при помощи интерактивного графического интерфейса модель

(рис. 2.6) интуитивно понятна и является логическим представлением реальной физической модели исследуемой системы (см. рис. 2.4).

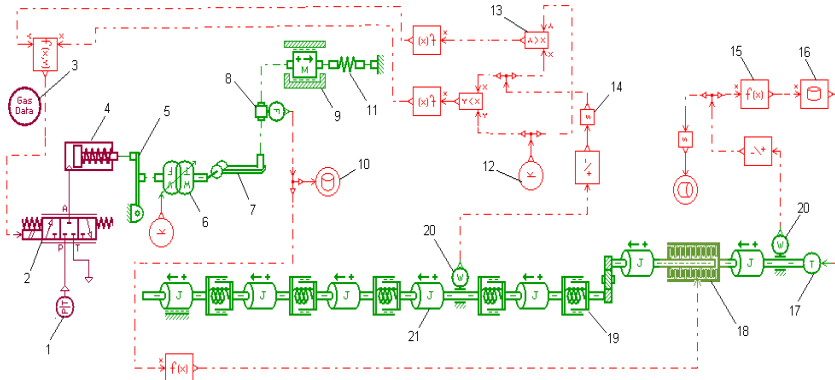


Рис. 2.6. Имитационная модель процесса трогания на платформе AMESim:  
 1 – субмодель PNCS001 ресивера; 2 – субмодель PNPV001 пропорционального электромагнитного клапана; 3 – субмодель PNGD001 рабочего тела (газа); 4 – субмодель PNJ002 ИМ сцепления; 5 – субмодель LML032 рычага выключения сцепления; 6 – субмодель WTX03 вращательно-линейного преобразователя; 7 – субмодель ARM02 вилки выключения сцепления; 8 – субмодель FT000 датчика силы со смещением и усилением; 9 – субмодель MAS005 массы с трением и упорами; 10 – субмодель WRITEF0 записи в файл; 11 – субмодель SPR000A линейной пружины; 12 – субмодель CONS0 постоянного сигнала; 13 – субмодель LT00/GT00 меньше/больше; 14 – субмодель DIF1 дифференциатора; 15 – субмодель FXY0 функции одной входящей переменной; 16 – субмодель FXA01 рабочего цикла; 17 – субмодель TORQC преобразования входящего сигнала в крутящий момент; 18 – субмодель TRDC0A дискового сцепления; 19 – субмодель RSD00-1 крутильной жесткости и демпфера; 20 – субмодель WT000-1 датчика угловой скорости со смещением и усилением; 21 – субмодель RL02-4 инерционной массы с двумя валами без трения

При разработке модели были использованы стандартные библиотеки пневматических, электрических, логических и механических компонентов пакета AMESim. Дизельный двигатель представлен упрощенной моделью, выходной характеристикой которой является зависимость крутящего момента  $T$  от угловой скорости  $W$  коленвала (см. субмодель 16 FXA01, субмодель 17 TORQC и субмодель 20 WT000-1, рис. 2.6).

При задании параметров субмоделей, входящих в состав головного модуля, использовались данные, приведенные в приложении А1.

Внешний вид окна и параметры отдельных субмоделей представлены на рис. 2.7-2.11.

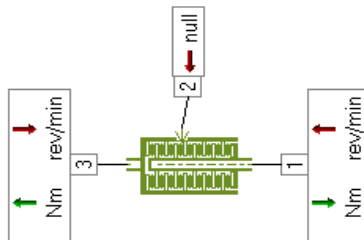


Рис. 2.7. Параметры субмодели TRDC0A сухого фрикционного сцепления

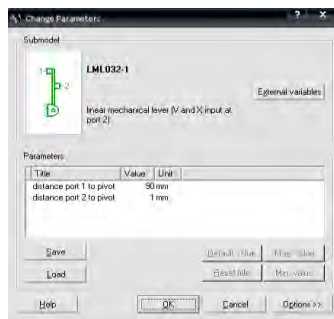
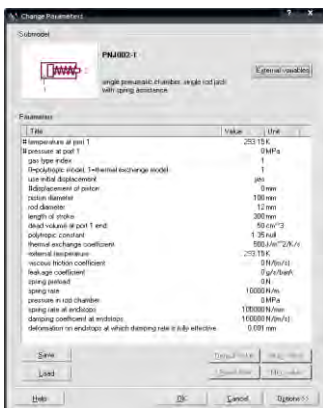


Рис. 2.8. Параметры субмоделей пневмоцилиндра PNJ002 и рычага LML032 выключения сцепления

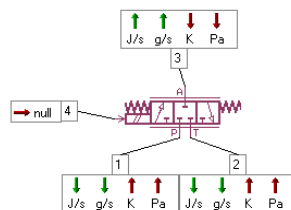


Рис. 2.9. Параметры субмодели PNPV001 пропорционального ЭМК



Рис. 2.10. Параметры субмодели RL02-1 первой инерционной массы (момент инерции маховика, подвижных деталей двигателя и ведущей части сцепления)

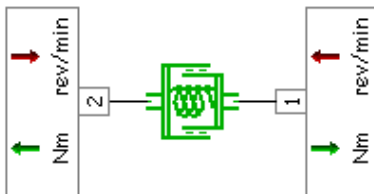
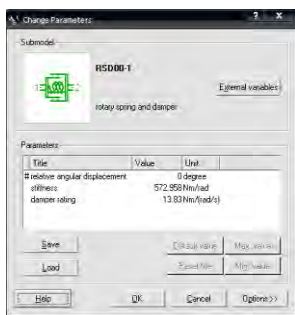


Рис. 2.11. Параметры субмодели RSD00-1 крутильной жесткости и демфера (приведенная жесткость первичного и промежуточного валов КП, зубчатых и шлицевых соединений, расположенных до синхронизаторов)

Результаты моделирования (рис. 2.12) процесса трогания на базе платформы AMESim подтвердили работоспособность алгоритма трогания и предлагаемой стратегии управления сцеплением.

Таким образом, детальная проработка в модели электрических, пневматических и механических связей в комплексе позволила апробировать и отладить комплексный алгоритм (см. рис. 2.5) управления мехатронной системой на стадии проектирования, уменьшив затраты времени и средств на проведение полунатурных (стендовых) испытаний.

## 2.4. Алгоритм управления двигателем и сцеплением в процессе маневрирования

При идентификации режима маневрирования микропроцессорная система управления должна обеспечить движение автомобиля с

малыми скоростями. Причем скорость при маневрировании должна быть меньше минимально возможной скорости движения на I передаче при минимально допустимых оборотах двигателя.

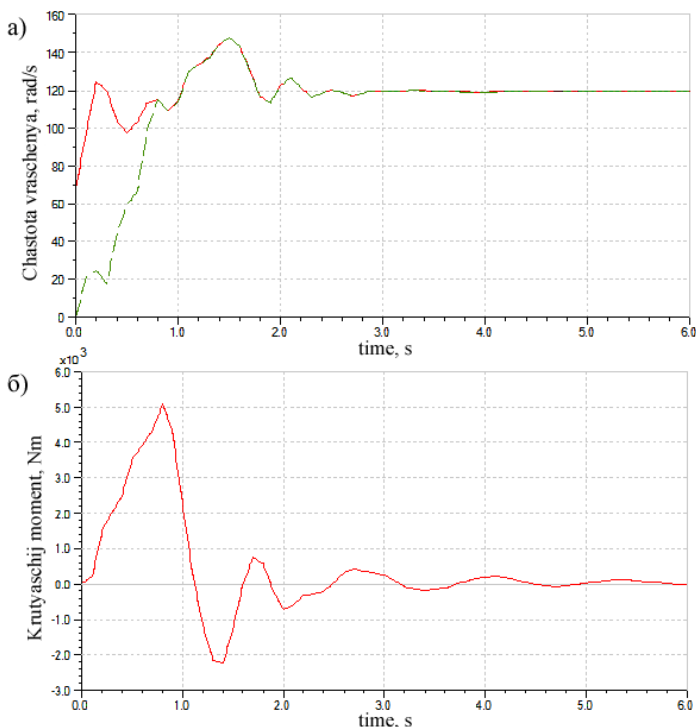


Рис. 2.12. Обработка стратегии управления включением сцепления на базе платформы AMESim: *а* - осциллограмма изменения угловых скоростей ведущей и ведомой частей сцепления; *б* - осциллограмма крутящего момента на полуоси автомобиля

Достижение поставленной цели возможно только за счет ограничения крутящего момента, подводимого к ведущим колесам. А для этого необходимо разработать алгоритм, обеспечивающий после трогания с места работу сцепления в режиме частичного включения.

На первой фазе алгоритм маневрирования идентичен алгоритму трогания (см. рис. 2.5). После того как электронный блок зафиксировал движение тягача (распознается по сопоставлению частот вращения вала двигателя и выходного вала КП или по частоте вращения ведущих колес), скважность управляющего сигнала ШИМ, подаваемого на пропорциональный клапан *II* (см. рис. 2.4), уменьшается. Диски сцеп-



ления начинают расходиться. Параллельно увеличивается скважность управляющего сигнала на пропорциональный клапан 3, отвечающий за перемещение рычага регулятора ТНВД. Количество впрыскиваемого топлива ограничивается, вследствие чего уменьшается частота вращения коленчатого вала ДВС (не более 1000 об/мин) и передаваемый крутящий момент. Сцепление работает в режиме пробуксовки.

В качестве параметра обратной связи предлагается использовать величину пробуксовывания ведомой части сцепления относительно ведущей. Данный параметр относится к энергетическим показателям нагруженности и характеризует как нагрев нажимного диска, так и износ фрикционных накладок [10, с.8, 105, с. 57, 106, с. 98].

Как показали исследования, проведенные концерном Luk Lamellen und Kupplungsbau Betajligungs KG (Германия) и опубликованные в работе [98, с. 5], пороговые значения данного параметра составляют 31,41 рад/с и 73,3 рад/с, что соответствует нагреву нажимного диска до температуры 180°C и 350°C соответственно.

Таким образом, алгоритм маневрирования в автоматическом режиме представляет собой следующую последовательность операций: *управление переключателем селектора режимов работы трансмиссии - полное выключение сцепления - управление коробкой передач - управление двигателем - полное включение сцепления - трогание - частичное включение сцепления при одновременном управлении двигателем.*

Блок-схема вышеописанного алгоритма представлена на рис. 2.13.

## **2.5. Алгоритм управления силовым агрегатом в режиме движения на передаче заднего хода**

Процесс трогания с места и движения на передаче заднего хода идентичен вышеописанному процессу трогания на передачах прямого хода. Поэтому алгоритмы управления силовым агрегатом на этих режимах практически аналогичны и включают как механизмы адаптации (см. раздел 2.3, рис. 2.5), так и стратегию «тонкого» управления сцеплением на основе технологий DAC или DSAC [87, 107].

Однако особенности всё-таки имеются. В частности, при включении передачи заднего хода селектор режимов находится не в крайнем положении «D», а занимает промежуточную позицию «R». И, следовательно, во избежание инициализации режима, например, при перемещении рукоятки селектора из положения «P» через по-



ложение «R» в положение «D», необходимо вводить временную задержку посредством активации, например, таймера типа «Time-On Delay» [108, с. 5-107].

При установке селектора 27 (см. рис. 2.4) режимов в положение «R» (задний ход) ЭБУ получает сгенерированный цифровой сигнал, после чего активирует таймер с предварительно заданной временной задержкой. Как только текущее время сравнивается или превышает заданное, и, при этом, селектор по-прежнему будет находиться в положении «R», ЭБУ параллельно подает сигнал на электромагнитный клапан 11 управления сцеплением и обесточивает пропорциональный клапан 3 топливоподдачи, уменьшая до минимума цикловую подачу топлива в цилиндры двигателя. Как только сцепление выключается, контроллер формирует управляющий сигнал на электромагнитный клапан блока 5, отвечающий за выбор штока на котором установлена вилка включения передачи заднего хода. При этом остальные клапаны блока 5 остаются обесточенными. После выбора штока (подтверждается одним из двух концевиков 22) ЭБУ подает сигнал на ЭМК включения передачи заднего хода. Соответствующий концевой выключатель 22 срабатывает и ЭБУ модифицирует сигнал на ЭМК 11, от цикла к циклу увеличивая его скважность. Сцепление плавно замыкается с темпом, пропорциональным перемещению педали 1 акселератора.

Упрощенная блок-схема вышеописанного алгоритма представлена на рис. 2.14.

## **2.6. Алгоритм управления силовым агрегатом в режиме движения накатом**

При выборе селектором 27 (см. рис. 2.4) режима «нейтраль» (рукоятка селектора в положение «N») в блок управления поступает соответствующий сигнал. После отработки некоторой временной задержки, необходимой для подтверждения инициализации водителем выбранного режима, ЭБУ параллельно подает сигнал на электромагнитный клапан 11 управления сцеплением и обесточивает пропорциональный клапан 3 топливоподдачи, уменьшая до минимума цикловую подачу топлива в цилиндры двигателя. На момент выключения сцепления происходит формирование параллельных управляющих сигналов на блок 5 электромагнитных клапанов КП. В результате срабатывания

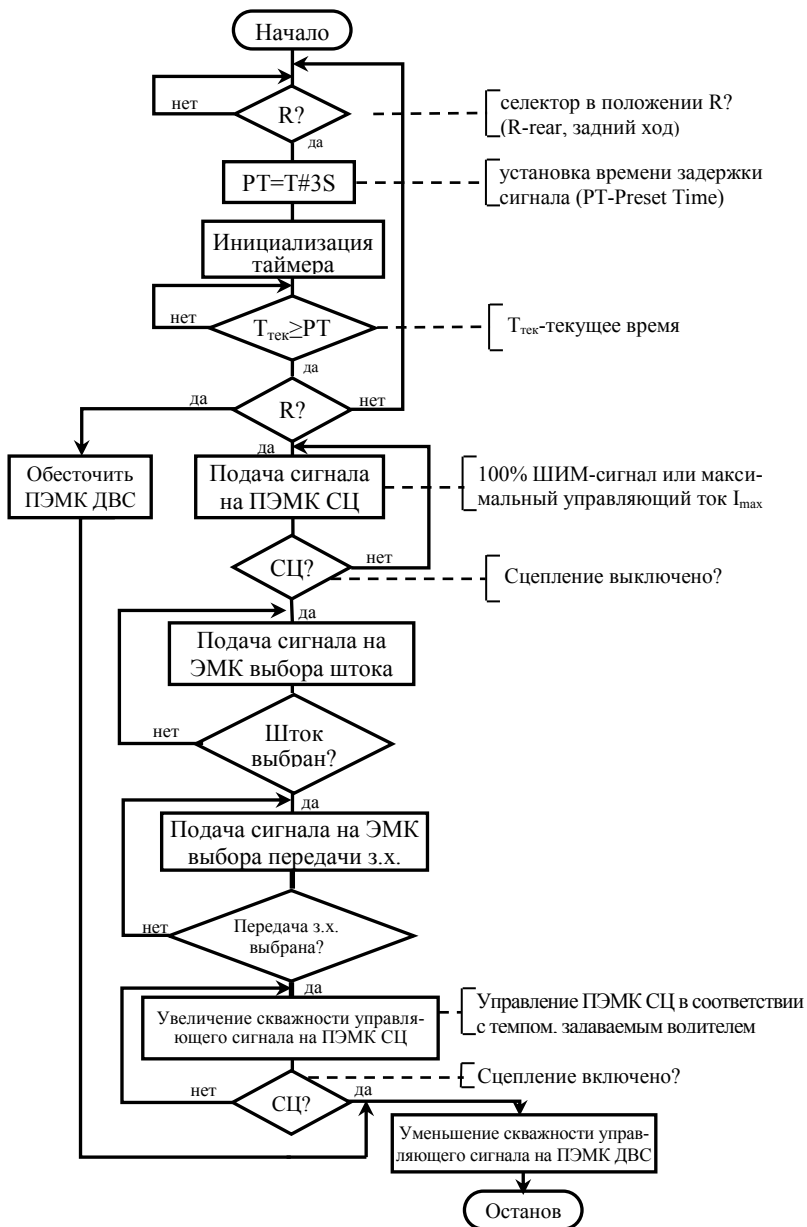


Рис. 2.14. Блок-схема алгоритма режима «R»

исполнительного механизма в коробке устанавливается нейтраль. После чего сигнал на ЭМК 11 модифицируется, и сцепление плавно замыкается с определенным темпом.

Блок-схема вышеописанного алгоритма представлена на рис. 2.15.

## **2.7. Алгоритм выбора передачи после режима торможения или движения накатом**

Одной из функциональных возможностей АМСУСА является автоматический выбор тяговой передачи после процесса торможения или движения накатом. В обоих случаях электронный блок управления трансмиссией должен подавать команды на исполнительные механизмы сцепления и коробки передач, а также взаимодействовать с ЭБУ двигателя [109] и АБС посредством коммуникационной шины (протокол J1939) с целью корректировки количества подаваемого в цилиндры топлива, обеспечения возможности выбора и безударного включения требуемой передачи.

### **2.7.1. Алгоритм управления силовым агрегатом в режиме торможения с последующим автоматическим выбором тяговой передачи**

Во время движения на передаче при инициализации процесса торможения, вызванного нажатием водителем на педаль 11 «тормоза» (см. рис. 2.16), ЭБУ 4 трансмиссии в первую очередь обрабатывает информацию от датчиков 12 и 14 давления в контурах рабочей тормозной системы с целью идентификации «характера» торможения.

Структура реализуемого ЭБУ трансмиссией алгоритма по управлению узлами и агрегатами силового агрегата в процессе и после режима торможения будет зависеть от того, под какую классификацию попал иницилируемый водителем процесс.

При служебном торможении, с целью разгрузки колесных тормозных механизмов, двигатель от трансмиссии можно не отсоединять [110, с. 71, 111, с. 9].

В процессе аварийного (или экстренного) торможения происходит разъединение двигателя с трансмиссией [110, с. 69], путем выключения сцепления с последующей установкой нейтрали. Это связано с работой антиблокировочной системы тормозов, когда для

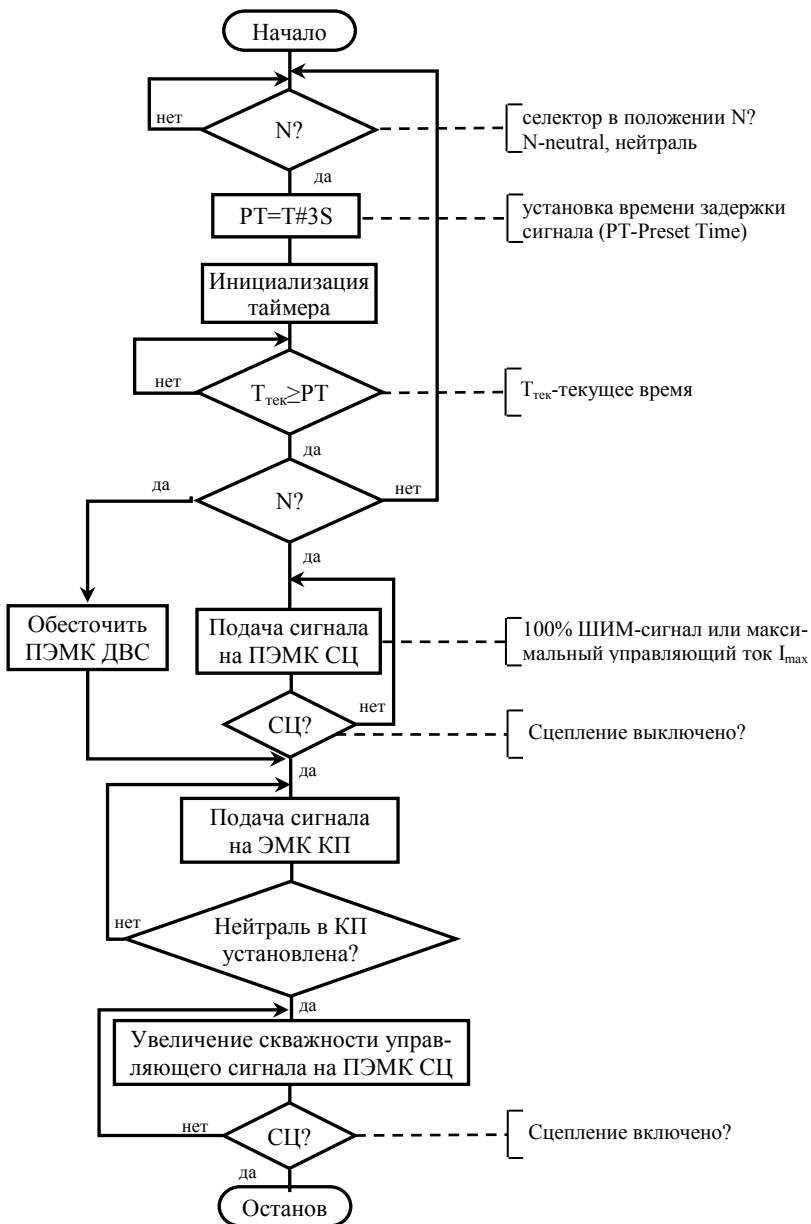


Рис. 2.15. Блок-схема алгоритма режима «N»

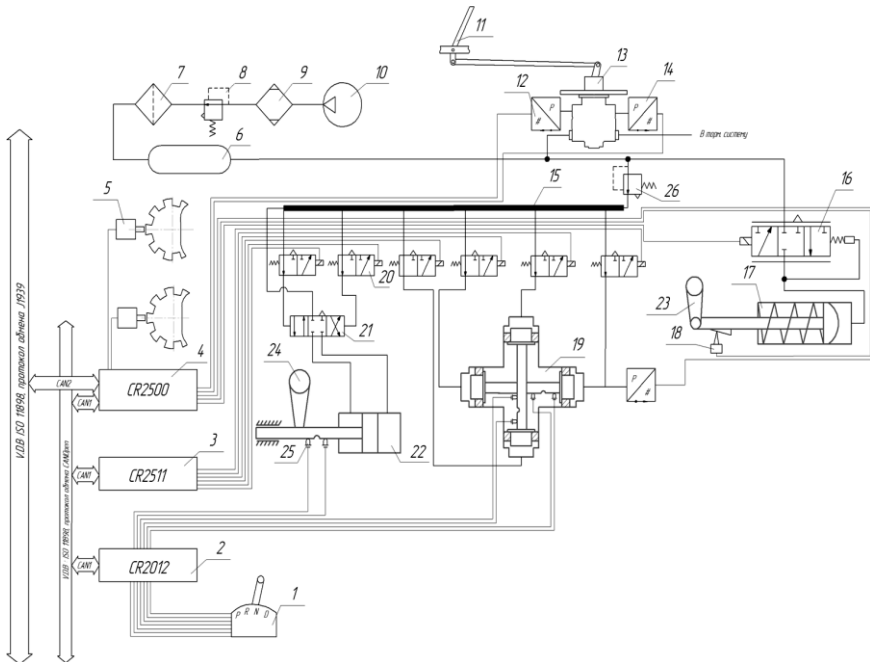


Рис. 2.16. Принципиальная схема электронной системы управления КП и сцеплением: 1 – селектор режимов; 2 – модуль ввода; 3 – модуль вывода; 4 – смарт-контроллер; 5 – датчик частоты вращения; 6 – резонатор; 7 – фильтр; 8 – регулятор давления; 9 – влагомаслоотделитель; 10 – компрессор; 11 – тормозная педаль; 12 – датчик давления; 13 – тормозной кран; 14 – конечный выключатель; 15 – рампа клапанов пневматическая; 16 – пропорциональный электромагнитный клапан; 17 – пневмокамера; 18 – датчик перемещения штока; 19 – исполнительный механизм КП; 20 – электромагнитный клапан; 21 – золотниковый пневмораспределитель; 22 – исполнительный механизм делителя; 23 – рычаг выключения сцепления; 24 – рычаг привода делителя; 25 – концевик положения штока

исключения движения «юзом» требуется разогнать почти заблокированное колесо до некоторой угловой скорости, а затем вновь приложить к нему тормозное усилие. Если же двигатель от трансмиссии не отсоединять, то возрастет инерционность системы и, следовательно, снизится частота срабатывания АБС при одновременном снижении эффективности торможения и увеличении тормозного пути.

Интенсивность торможения, а значит и идентификация режима «служебное – экстренное», определяется ЭБУ по сигналу от датчика 12 давления БД ПД-Р (см. таблицу А2, прил. А), установленного в верхней секции тормозного крана 13 (см. рис. 2.16). При превы-

шении некоторого порогового значения давления в контуре рабочей тормозной системы ЭБУ трансмиссией идентифицирует режим как «экстренное торможение». В противном случае торможение является служебным.

В процессе длительного служебного торможения, вызванного движением по затяжному спуску, возможен перегрев дисковых или барабанных тормозных механизмов со всеми вытекающими из данной ситуации негативными последствиями. Поэтому при продолжительном воздействии на тормозную педаль, например, более 20 с, возможна активация вспомогательной тормозной системы [110, с. 75] с одновременным переключением на «низшую» передачу для увеличения тормозного момента со стороны двигателя. При этом, во избежании «перекрутки» двигателя, ЭБУ трансмиссией задает при необходимости управляющее воздействие на ИМ сцепления и КП для кратковременного включения «высшей» ступени.

После режима торможения, на основе обработки сигналов от датчиков частоты вращения коленвала ДВС, входного и выходного валов КП, ведущих колес и датчика положения педали «газа», ЭБУ трансмиссией рассчитывает необходимую для дальнейшего движения передачу и управляет ИМ сцепления и коробки передач.

Блок-схема алгоритма, реализующего выбор тяговой передачи после режима торможения, изображена на рис. 2.17.

### **2.7.2. Алгоритм управления КП и сцеплением в режиме наката с последующим выбором тяговой передачи**

При установке селектора 1 (см. рис. 2.16) режимов в положение «N» (нейтраль) ЭБУ 2 получает и передает ЭБУ 4 по соответствующей CAN-шине информацию о текущем положении селектора. В дальнейшем, при неизменном положении рукоятки селектора в позиции «N», ЭБУ 4 подает сигнал на электромагнитный клапан 16. Исполнительный механизм 17 срабатывает и сцепление выключается.

Параллельно по второй CAN-шине передается сообщение ЭБУ двигателя, который, обработав информацию, обесточивает пропорциональный клапан топливоподдачи, уменьшая до минимума цикловую подачу топлива в цилиндры. После выключения сцепления электронный блок 4 (см. рис. 2.16) открывает четыре выходных порта контроллера 3, формируя параллельные управляющие сигналы на блок



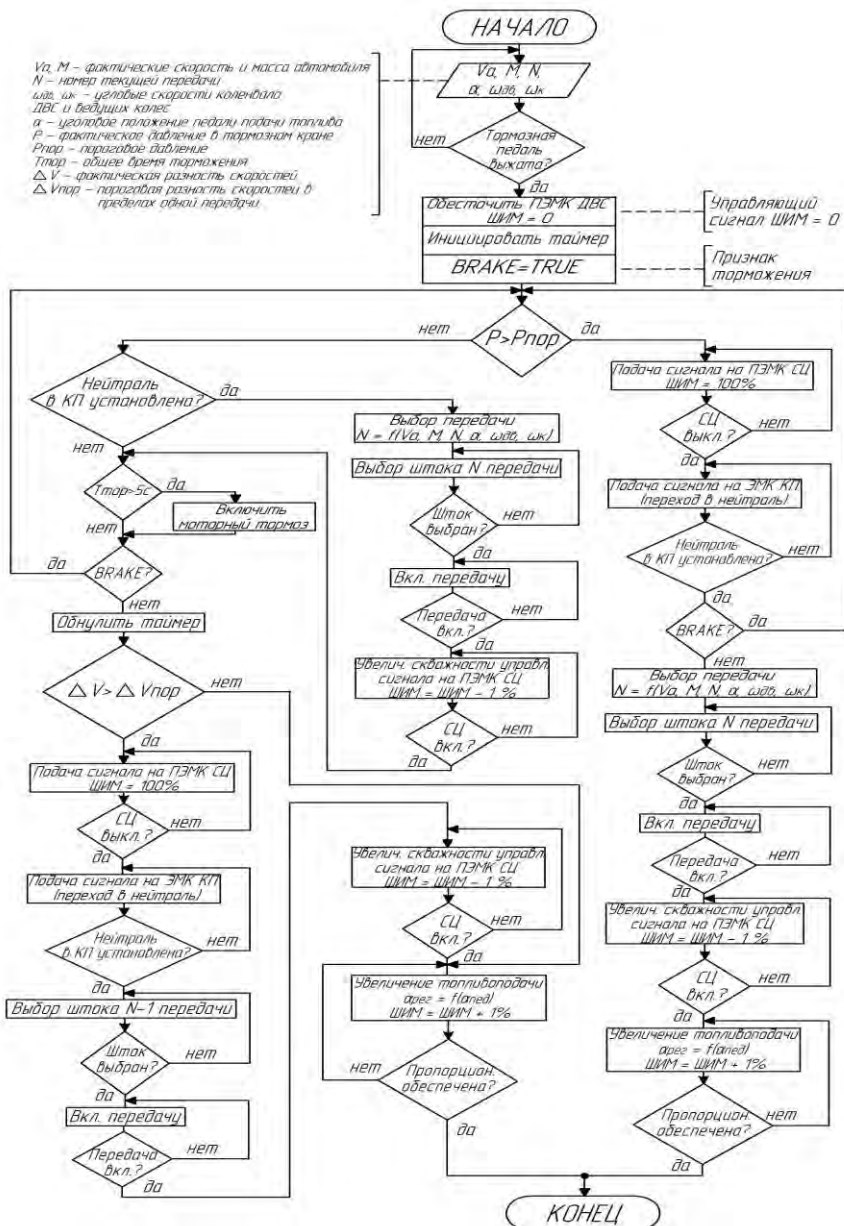


Рис. 2.17. Алгоритм управления КП и сцеплением в процессе торможения

20 электромагнитных клапанов КП. В коробке устанавливается нейтраль. После чего сигнал на ЭМК 16 модифицируется и сцепление плавно замыкается с определенным темпом.

При последующей установке селектора 1 режимов (см. рис. 2.16) в положение «Д» (драйв) ЭБУ 4 подает сигнал на электромагнитный клапан 16 управления сцеплением и параллельно «сбрасывает» в сеть информацию для ЭБУ двигателя об уменьшении топливоподачи. Как только сцепление выключается, контроллер 4 формирует последовательные управляющие сигналы на блок 20 электромагнитных клапанов КП, осуществляя сначала выбор штока, а затем включение оптимальной передачи исходя из реальных условий движения: скорости и фактической массы транспортного средства, положения педали «газа», угловой скорости вращения коленвала и ведущих колес, номера предыдущей передачи. После чего сигнал на ЭМК 16 модифицируется и сцепление плавно замыкается с определенным темпом. Топливоподача плавно увеличивается.

Блок-схема вышеописанного алгоритма представлена на рис. 2.18.

## **2.8. Алгоритм процесса переключения передач и его структура**

Выбор алгоритма переключения передач (АПП) в общем случае предусматривает процедуры структурного и параметрического синтеза алгоритмов [17, с. 263, 112, с. 101].

Структура АПП представляет собой определенную последовательность операций управления узлами силового агрегата автомобиля: двигателем внутреннего сгорания, моторным тормозом, сухим фрикционным сцеплением, дополнительной и основной коробками передач.

Под операциями управления понимаются управляющие воздействия, направленные на включение-выключение вышеперечисленных узлов.

Условиями перехода между операциями являются заданные состояния управляемых узлов силового агрегата автопоезда, достижение которых служит сигналом к началу выполнения очередной операции или группы операций. Например, положение рычага выключения сцепления, включение-выключение моторного тормоза, достижение синхронизируемыми элементами в КП заданных значений относительных угловых скоростей и (или) ускорений.

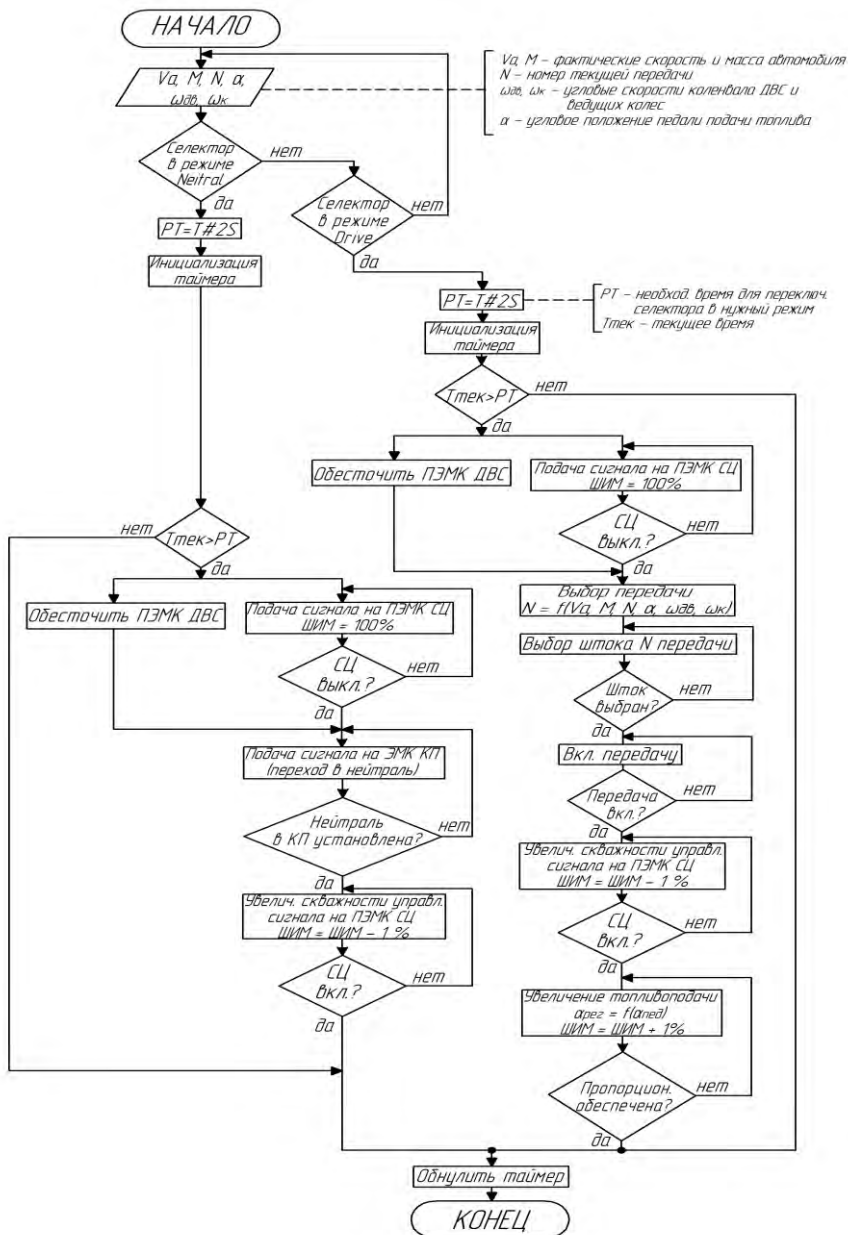


Рис. 2.18. Алгоритм управления КП и сцеплением при движении накатом

Исходя из обзора мехатронных систем переключения передач (см. главу 1), можно сделать вывод о том, что в мировой практике существует три основных варианта структуры алгоритма центральной синхронизации с использованием двигателя внутреннего сгорания в качестве синхронизатора угловых скоростей включаемых элементов КП:

1) управление двигателем - выключение сцепления - выключение предыдущей передачи - частичное или полное включение сцепления - синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления двигателем - выключение сцепления - включение последующей передачи - прекращение управления двигателем и включение сцепления;

2) управление двигателем - выключение сцепления - выключение предыдущей передачи - частичное или полное включение сцепления - синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления двигателем - включение последующей передачи - прекращение управления двигателем и довключение сцепления;

3) управление двигателем – выключение предыдущей передачи при включенном сцеплении – включение последующей передачи и прекращение управления двигателем.

Согласно исследованиям [113, с. 7], проведенным специалистами УГК Минского автомобильного завода и сотрудниками кафедры «Автомобили» БНТУ в рамках ГНТП «Белавтотракторостроение», 1-й вариант позволяет при прочих равных условиях снизить на 10-15 % динамические нагрузки в трансмиссии автопоезда, улучшить на 15-20 % плавность хода при практически неизменных значениях времени разрыва потока мощности.

Проектируемая автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом позволяет осуществлять переключение передач как в командном, так и в автоматическом режимах. И в том, и в другом случае используется принцип центральной синхронизации.

### **2.8.1. Командный режим переключения передач**

В командном режиме управления КП возможна организация процесса переключения по принципу индивидуальной синхронизации. Для этого синхронизаторы из конструкции коробки передач не удаляются. Однако при этом не снижается удельная металлоемкость узла, что не отвечает мировым тенденциям в конструкции КП [13, 114]. Поэтому, для командного режима переключения передач це-

лесообразнее использовать принцип центральной синхронизации включаемых элементов КП.

Как видно из представленной на рис. 2.19 принципиальной схемы электронной системы переключения передач, при отработке алгоритма управления КП, задействованы следующие исполнительные механизмы:

- исполнительный механизм 9 делителя;
- исполнительные механизмы 8, 14 основной коробки передач;
- исполнительный механизм 24 сцепления.

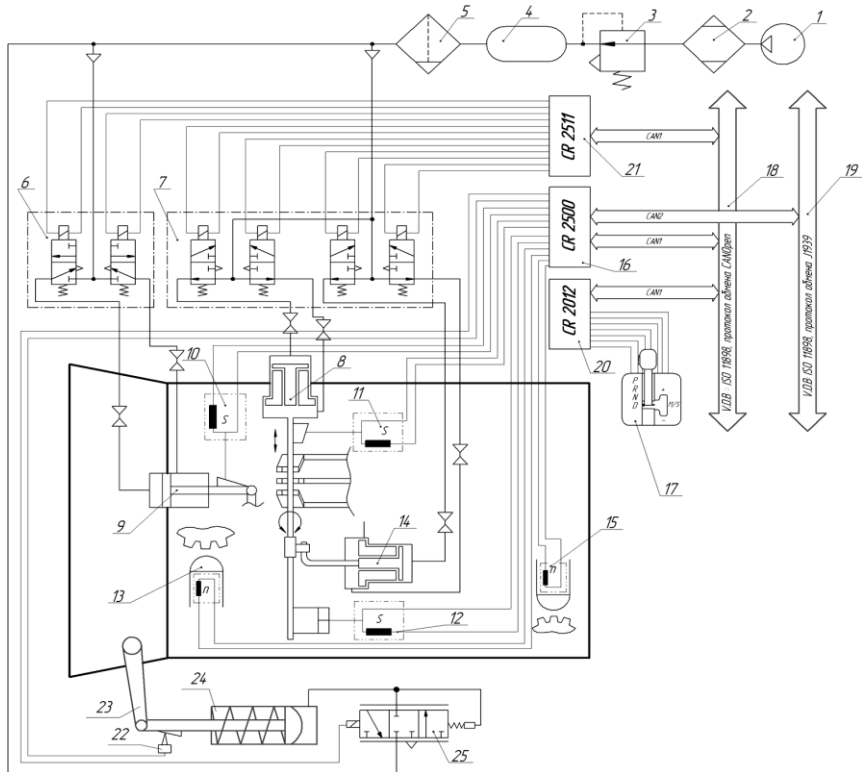


Рис. 2.19. Принципиальная схема электронной системы управления КП:

- 1 – компрессор; 2 – влагомаслоотделитель; 3 – регулятор давления; 4 – ресивер; 5 – фильтр влагоотделитель; 6, 7 – электромагнитные клапаны управления соответственно делителем и КП; 8, 14 – исполнительный механизм выбора и включения передачи; 9 – исполнительный механизм делителя; 10, 11, 12, 22 – датчики перемещения; 13, 15 – датчик частоты вращения промежуточного и выходного валов КП; 16 – смарт-контроллер; 17 – селектор режимов работы трансмиссии; 18, 19 – шина обмена данными; 20, 21 – CAN-модули ввода / вывода; 23 – рычаг выключения сцепления; 24 – ИМ сцепления

В командном режиме переключения органом управления мехатронной системой является селектор 17 (см. рис. 2.19). Положение селектора в позиции „M/S” соответствует переходу в командный режим переключения передач. Позиции „+” и „-” соответствуют переключению на одну передачу соответственно „вверх” и „вниз”.

Помимо перечисленных узлов, в процессе переключения передач по принципу центральной синхронизации задействован исполнительный механизм управления топливоподачей двигателя внутреннего сгорания и моторного тормоза, так как, в зависимости от направления переключения, для синхронизации элементов КП, необходимо либо разогнать зубчатое колесо включаемой передачи (переключение „вниз”), либо «подтормозить» с помощью вспомогательной тормозной системы (переключение „вверх”). И в том и в другом случае данная операция выполняется после выключения текущей передачи при частично включенном фрикционном сцеплении.

Исключение составляет переход на смежную передачу, включение которой осуществляется только переключением ступени делителя. В этом случае процесс происходит при полностью выключенном сцеплении и, ввиду незначительного количества операций управления, базовый алгоритм существенно упрощается.

Таким образом, в командном режиме управления силовым агрегатом для 10-ти ступенчатой коробки передач, состоящей из 5-ти ступенчатой основной КП и 2-х ступенчатого делителя, возможны пять основных вариантов структуры алгоритма переключения.

1) Выбор селектором направления переключения – управление двигателем (уменьшение топливоподачи) – выключение сцепления – переключение ступени делителя – полное включение сцепления – управление двигателем (увеличение топливоподачи).

2) Выбор селектором направления переключения - управление двигателем (уменьшение топливоподачи) - выключение сцепления – выключение текущей передачи – выбор штока последующей передачи – частичное включение сцепления – включение моторного тормоза – синхронизация скоростей включаемых элементов КП – выключение моторного тормоза – выключение сцепления – включение последующей передачи – полное включение сцепления – управление двигателем (увеличение топливоподачи).

3) Выбор селектором направления переключения - управление двигателем (уменьшение топливоподачи) - выключение сцепления - выключе-

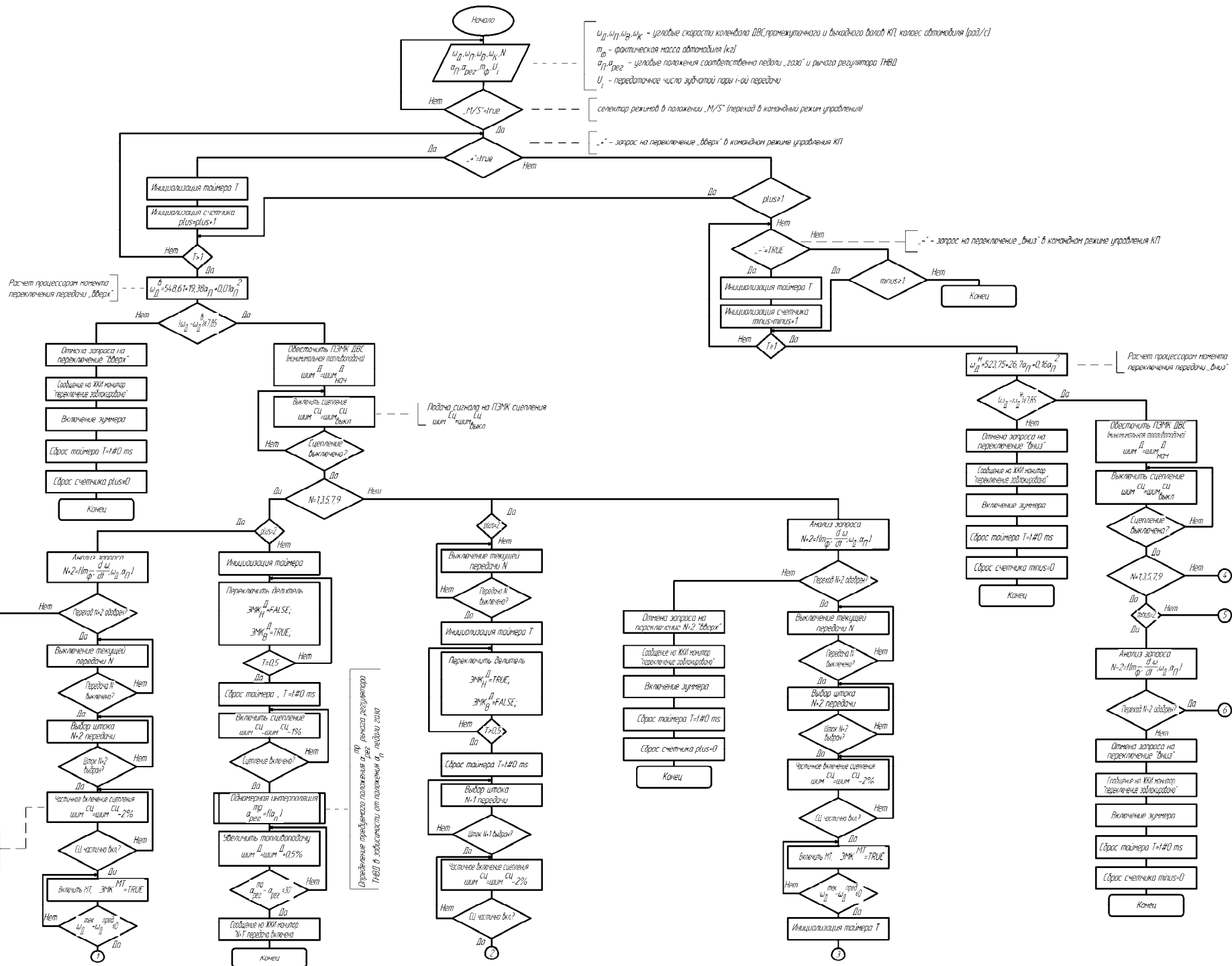
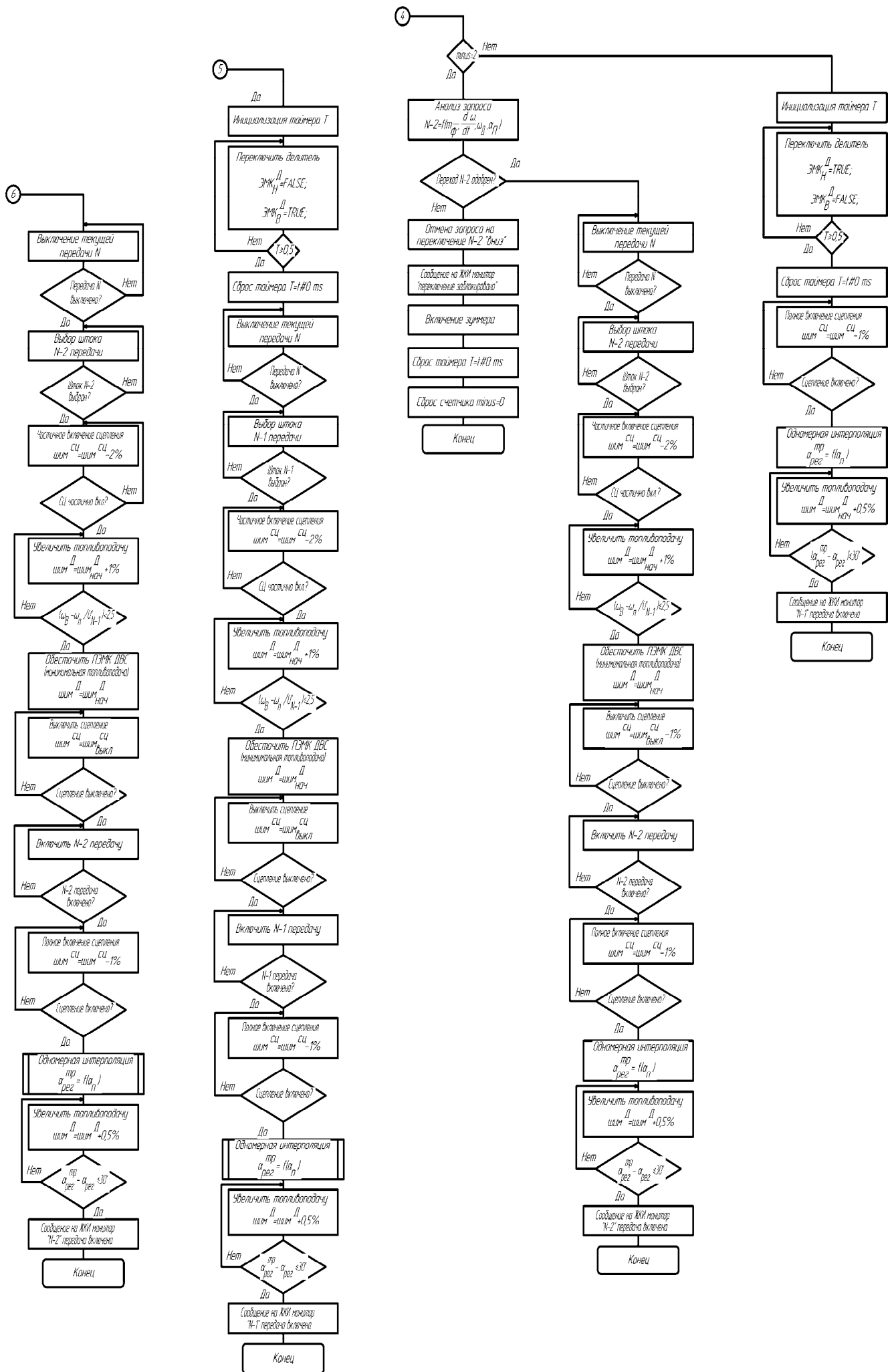


Рис. 2.20. Блок-схема алгоритма переключения передач в командном режиме управления силовым агрегатом







Окончание рис. 2.20

ние текущей передачи - выбор штока последующей передачи - частичное включение сцепления - управление двигателем (увеличение топливоподачи) - синхронизация скоростей включаемых элементов КП - управление двигателем (уменьшение топливоподачи) - выключение - включение последующей передачи - полное включение сцепления – управление двигателем (увеличение топливоподачи).

4) Выбор селектором направления переключения - управление двигателем (уменьшение топливоподачи) - выключение сцепления - выключение текущей передачи - выбор штока последующей передачи - частичное включение сцепления - управление двигателем (увеличение топливоподачи) - синхронизация скоростей включаемых элементов КП - управление двигателем (уменьшение топливоподачи) - выключение сцепления - включение последующей передачи – переключение ступени делителя - полное включение сцепления – управление двигателем (увеличение топливоподачи).

5) Выбор селектором направления переключения - управление двигателем (уменьшение топливоподачи) - выключение сцепления – выключение последующей передачи - выбор штока последующей передачи - частичное включение сцепления - включение моторного тормоза - синхронизация скоростей включаемых элементов КП - выключение моторного тормоза - выключение - включение последующей передачи – переключение ступени делителя - полное включение сцепления – управление двигателем (увеличение топливоподачи).

Анализ современных мехатронных систем нового поколения показал, что алгоритм, заложенный в электронный блок управления должен реализовывать переключение передач через одну ступень при двухкратном перемещении водителем селектора режимов в положение „+“ или „-“. Кроме того, переключение „вверх“ или „вниз“, инициируемое водителем в командном режиме, будет заблокировано, если фактическая угловая скорость коленвала двигателя будет значительно (более чем на 7 ... 8 рад/с) отличаться от скорости вала ДВС на момент переключения, рассчитанной микропроцессорным блоком по полиному от функции положения педали акселератора  $\omega_d = f(\alpha_n)$ . При этом водитель будет оповещен об отмене операции посредством световой индикации, зуммера и сообщения на ЖКИ-мониторе.

Блок-схема вышеописанного алгоритма командного переключения передач, реализующая все пять возможных вариантов структур, включая блокировку переключения при неправильных действиях водителя, представлена на рис. 2.20.

## 2.8.2. Автоматический режим переключения передач

В общем виде базовая структура алгоритма с центральной синхронизацией включаемых элементов КП включает следующие основные операции: управление двигателем с одновременным управлением сцеплением – выключение предыдущей передачи – частичное включение сцепления – синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления двигателем – включение последующей передачи – полное включение сцепления и управление двигателем.

Так же как и для командного режима управления КП, логика процесса переключения предусматривает воздействие на исполнительные механизмы двигателя внутреннего сгорания, моторного тормоза, фрикционного сцепления, основной и дополнительной коробок передач с целью выключения текущей передачи, подготовки и включения последующей ступени. Т.е. структура алгоритма переключения передач практически идентична вышеописанному алгоритму переключения в командном режиме управления силовым агрегатом (см. раздел 2.8.1).

Отличительной особенностью является признак, по которому происходит инициализация процесса переключения. В командном режиме водитель задает начало процесса переключения перемещением рычага селектора в положение «+» или «-». В автоматическом режиме селектор занимает фиксированную позицию и находится в положении «D». При этом водитель продолжает воздействовать на педаль управления топливоподачей двигателя, а инициализацию процесса переключения и отработку алгоритма по переключению ступеней осуществляет электронный блок управления трансмиссией. Момент переключения передач рассматривается как функция от нагрузки, угловой скорости коленчатого вала двигателя и ускорения автомобиля и задается полиномом второго порядка (см. п. 2.9.1, ф-ла 2.2).

После определения момента и направления переключения микропроцессорный блок обрабатывает возможность включения передачи через одну ступень, например при малой загрузке автотранспортного средства. При этом обрабатывается информация о скорости движения транспортного средства, его фактической массе, положении педали акселератора, угловой скорости колес, номере те-

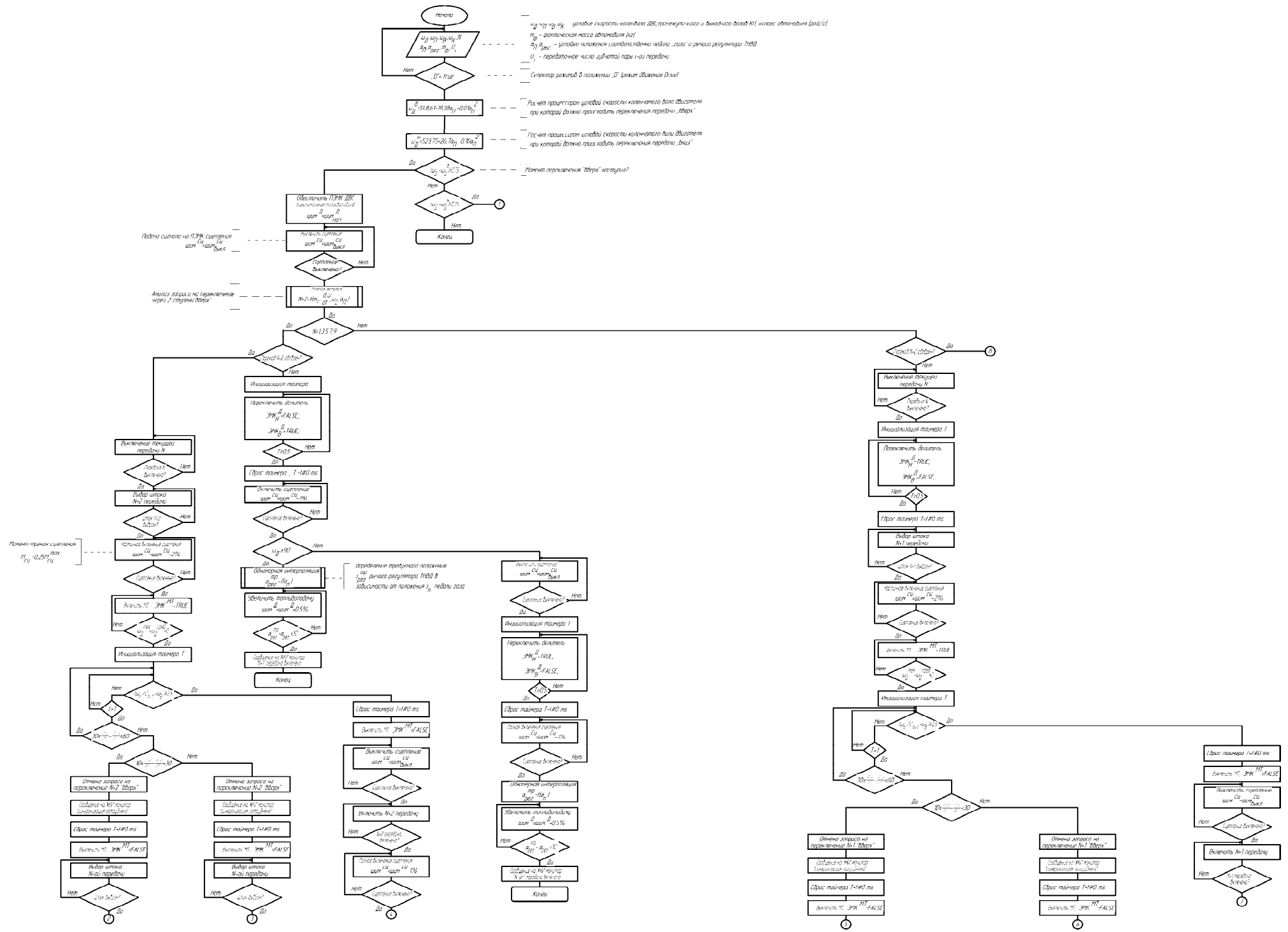
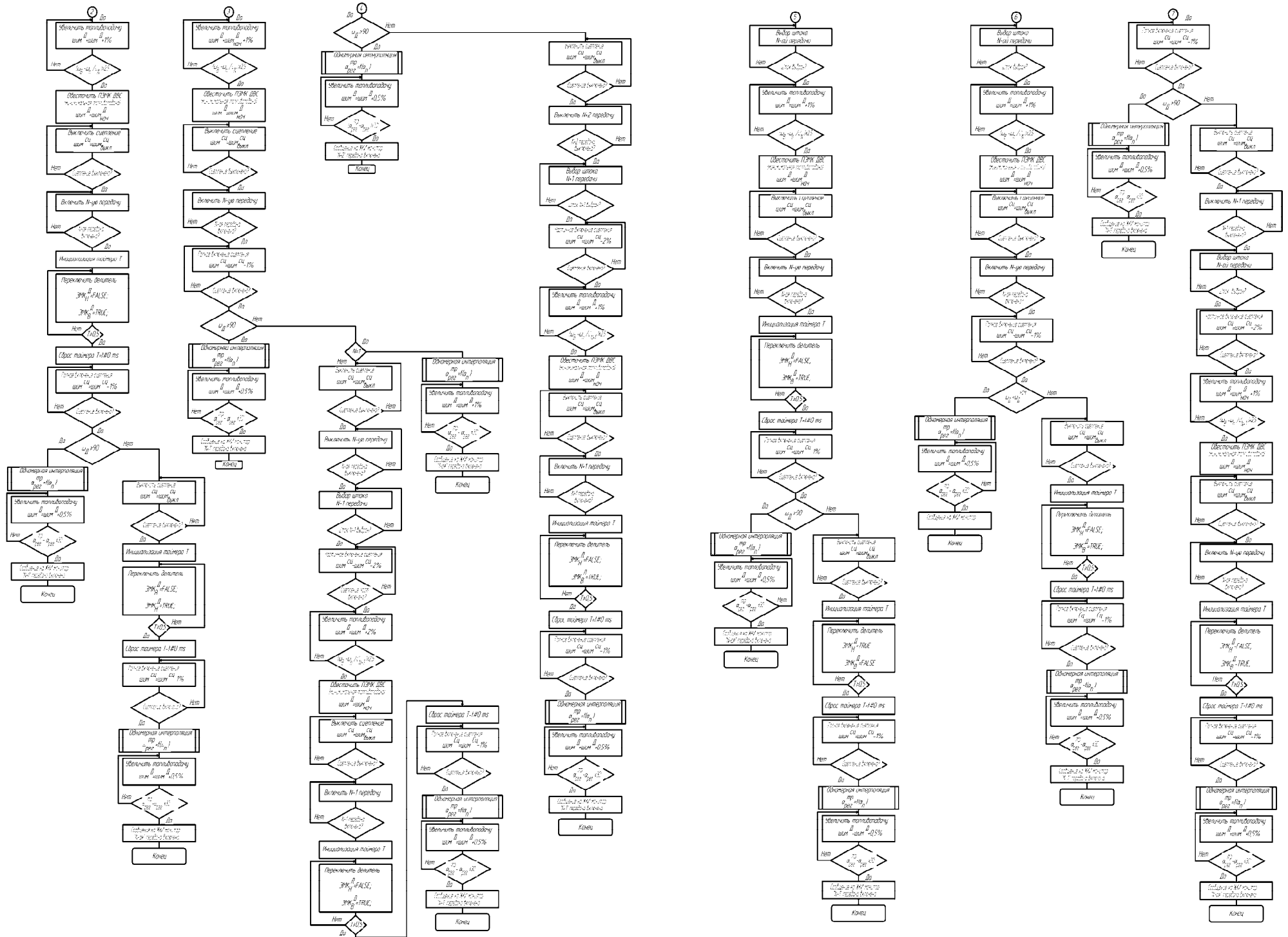
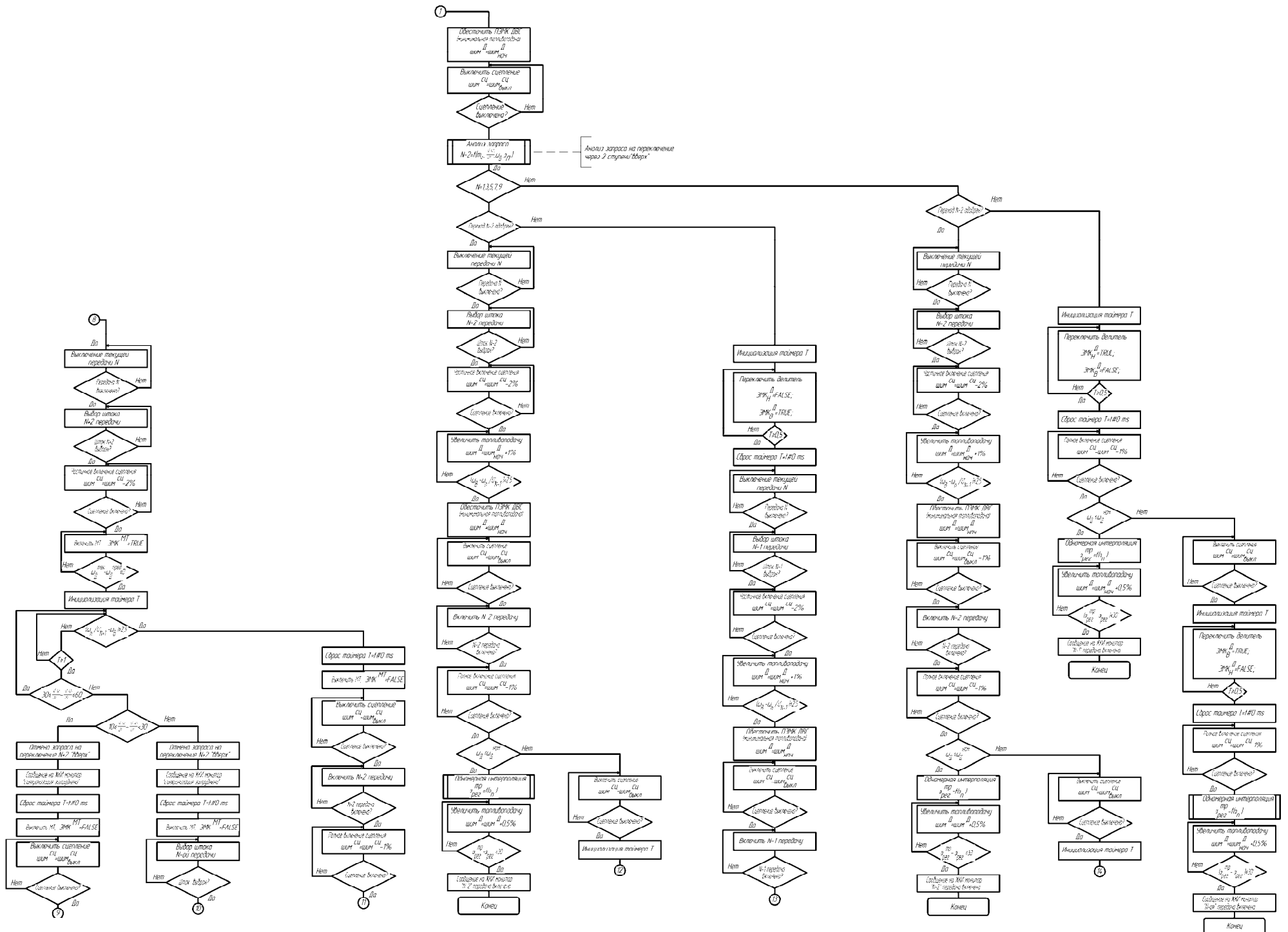


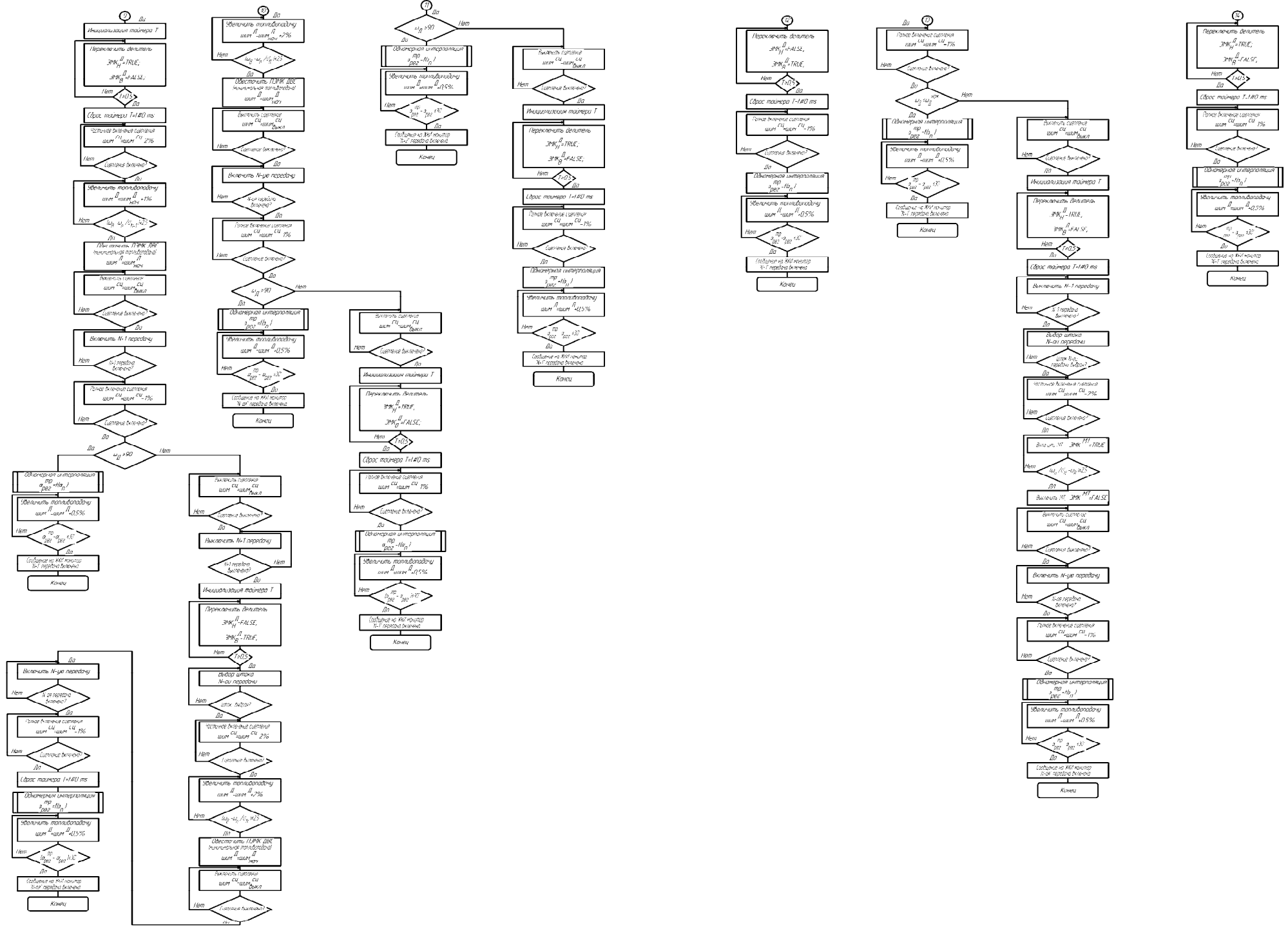
Рис. 2.21. Блок-схема алгоритма переключения передач в автоматическом режиме управления силовым агрегатом



продолжение рис. 2.21



продолжение рис. 2.21



окончание рис. 2.21

кущей передачи и частоте вращения коленвала двигателя. При невозможности включения передачи через одну, происходит выбор и включение смежной передачи.

Во избежание «перекрутки» двигателя при переключении на низшую ступень (превышение номинальной частоты вращения коленвала) или заглохания двигателя при переключении на высшую ступень процесс, иницируемый электроникой, будет заблокирован с переходом соответственно на высшую или низшую передачу. При этом на ЖКИ-мониторе появится сообщение о номере включенной передачи.

В процессе переключения на смежную высшую передачу синхронизация включаемых элементов КП может быть затруднена, например, из-за встречного сильного ветра или скрытого за поворотом крутого подъема. В этом случае, электронная система просчитывает вероятность выравнивания угловых скоростей включаемых элементов и, при невозможности достижения синхронизации, выдает соответствующее сообщение на ЖКИ-монитор с последующим переходом на предыдущую или низшую ступень.

Блок-схема вышеописанного алгоритма автоматического переключения передач с центральной синхронизацией включаемых элементов КП, включая предохранение двигателя от «перекрутки», заглохания и неправильных действий водителя представлена на рис. 2.21.

## **2.9. Синтез алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией включаемых элементов**

### **2.9.1. Основные понятия и задачи синтеза алгоритма переключения передач**

В автоматическом режиме работы силового агрегата нагруженность фрикционных элементов и валов агрегатов трансмиссии, динамика автотранспортного средства, а также комфортабельность водителя и сохранность перевозимого груза определяются законами и алгоритмами переключения на смежные высшую и низшую передачи [17, с. 266, 115, 116].

Закон переключения представляет в данном случае зависимость скорости движения транспортного средства, при которой должно



происходить переключение на смежную передачу, от положения педали управления двигателем и ускорения поступательно движущейся массы автомобиля. В частности, угловая скорость  $\omega_d$  коленчатого вала ДВС, при которой должно происходить переключение, рассчитывалась как функция положения  $\alpha$  педали управления двигателем:  $\omega_d = f(\alpha)$  [9, с. 128, 83, 113, с. 26, ф-ла 3.1]. Причем, в отличие от традиционного табличного представления "номер передачи - скорость движения", для нахождения оптимального временного момента по переключению ступеней использовался полином 2-го порядка. Коэффициенты полиномов находились аппроксимацией функции  $\omega_d = f(\alpha)$  в узловых точках в объектно-ориентированном пакете математического моделирования MATLAB 6.1 [117, с. 379]:

$$POLIFIT (ALPHA, Ndv, 2),$$

где  $ALPHA, Ndv$  – положение педали управления двигателем и соответствующая ей частота вращения двигателя, при которой должно происходить переключение.

При составлении векторов  $ALPHA$  и  $Ndv$  использовались внешняя и частичные скоростные характеристики (рис. 2.22) дизельного двигателя КамАЗ-740, установленного на испытательном стенде.

Согласно полученным данным для организации начала переключения "вверх" и "вниз" в микропроцессорный блок АМСУСА предлагается «защитить» соответственно полиномы вида

$$\begin{aligned} \omega_v &= (548,61 + 19,38\alpha + 0,011\alpha^2) / 9,55 \\ \omega_n &= (523,75 + 26,7\alpha - 0,16\alpha^2) / 9,55 \end{aligned} \quad (2.1)$$

позволяющие, в отличие от массивов данных, снизить вычислительную трудоемкость процедур и, как следствие, увеличить быстроедействие системы управления [14–А, с. 52].

Для более гибкой работы системы управления применительно к быстро изменяющимся дорожным условиям и логике действия водителя, пороговые значения  $\omega_v$  и  $\omega_n$  (см. ф-лу 2.1) модифицировались путем введения дополнительных коэффициентов  $K_a$ , зависящих от мгновенных значений ускорения автопоезда на момент переключения передач [118, с. 41]:

$$\omega_B = (548,61 + 19,38\alpha + 0,011\alpha^2) K_a^e (\dot{V}_a) / 9,55;$$

$$\omega_H = (523,75 + 26,7\alpha - 0,16\alpha^2) K_a^H (\dot{V}_a) / 9,55 \quad (2.2)$$

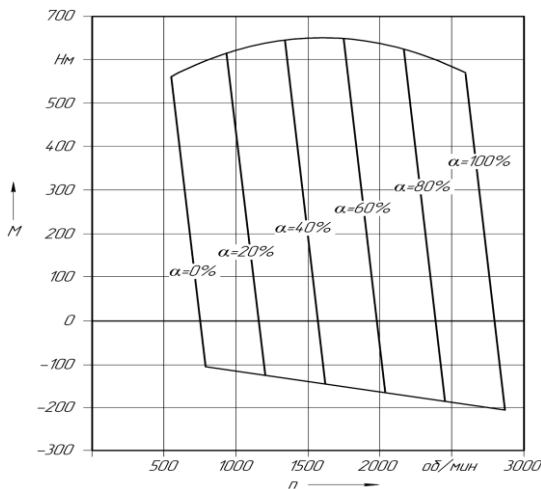


Рисунок 2.22. Скоростная характеристика дизельного двигателя КамАЗ-740.1

Во избежание цикличности в работе АМСУСА выбранный момент переключения может быть откорректирован путем наложения логических условий, запрещающих или разрешающих переключения по вышеописанным законам. Например, при возможном переходе на последующую высшую передачу в отдельной подпрограмме можно рассчитать ускорение автотранспортного средства на этой передаче и, если оно окажется отрицательным, заблокировать переключение с подачей звуковой сигнализации и выдачей соответствующего сообщения на ЖКИ-монитор.

Выбор алгоритма переключения передач (АПП) в общем случае предусматривает как синтез структуры алгоритма, так и синтез его параметров [119, с. 75, 120, с. 204, 121, с. 23].

Выбор структуры алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией подробно изложен в п. 2.7. Алгоритм представляет собой следующую последовательность операций управления узлами силового агрегата: *управление двигателем с одновременным управлением сцеплением – выключение предыдущей передачи – частичное*

*включение сцепления – синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления двигателем – включение последующей передачи – полное включение сцепления и управление двигателем.*

К параметрам алгоритма переключения относим значение времени изменения нажимного усилия на фрикционных элементах сцепления, элементах управления двигателем и моторным тормозом, а также интервалы смещения во времени начала управления отдельными узлами силового агрегата автомобиля.

Выбранные параметры в полной мере характеризуют соответственно темпы включения-выключения сцепления, темп управления топливоподачей и темп управления открытием-закрытием заслонки моторного тормоза.

Для выбора этих параметров предлагается использовать методы параметрической оптимизации. При этом задача параметрической оптимизации алгоритма переключения является многокритериальной [9, с. 75, 17, с. 268, 122, с. 79]. Многокритериальность задачи параметрической оптимизации алгоритма переключения обусловлена влиянием параметров АПП как на нагруженность узлов силового агрегата, так и на динамику и плавность движения автомобиля.

### **2.9.2. Задача оптимизации и этапы подготовки к её решению**

Под оптимизацией понимается процесс нахождения наилучшего варианта технического объекта в отношении заданного свойства. Этот процесс реализуется путем изменения структуры или параметров объекта, называемых управляемыми или оптимизируемыми.

Эффективность выбора оптимизируемых параметров оценивается численной характеристикой, называемой критерием эффективности. Зависимость критерия эффективности от оптимизируемых параметров называется целевой функцией [17, с. 271, 112, с. 102, 120, с. 181, 123, с. 26].

Объектом многопараметрической оптимизации является система с  $n$  управляемыми входами  $x_1, x_2, \dots, x_n$  (рис. 2.23), которые удобно представлять в виде  $n$ -мерного вектора:

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T, \quad (2.3)$$

где индексом  $T$  помечена транспонированная матрица.

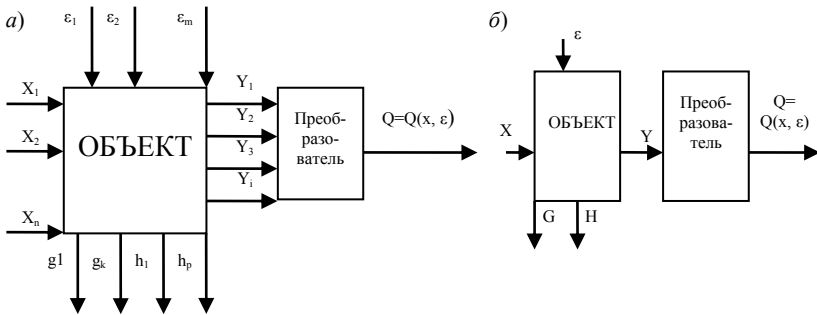


Рис. 2.23. Графическое изображение многопараметрического объекта оптимизации:  
 а - скалярное представление; б - векторное представление.

Однако, значение критерия эффективности объекта зависит не только от оптимизируемых параметров  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , но и от условий, в которых определяется последний. Обычно эти условия являются объективными факторами и определяются набором некоторых параметров  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_m$ , имеющих неуправляемый и неконтролируемый характер. Их также удобно представить в виде  $m$ -мерного вектора:

$$\varepsilon = (\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_m)^T. \quad (2.4)$$

Вектор  $\varepsilon$  представляет собой вектор ситуации, которая в общем случае является неизвестной, иначе не ставилась бы задача об оптимизации объекта в этой ситуации. Она может быть неизменна, то есть  $\varepsilon = const$ , но может и изменяться во времени  $\varepsilon = \varepsilon(t)$  неизвестным образом, то есть являться многопараметрическим случайным процессом с неизвестным, но определенным математическим ожиданием:

$$M(E(t)) = \overline{E(t)} = (\overline{\varepsilon_1(t)}, \dots, \overline{\varepsilon_m(t)}). \quad (2.5)$$

Изменение состояния объекта, вызванное операциями настройки, оцениваются по выходным сигналам. Так, мерой качества произведенных преобразований по улучшению режимов работы объекта является скалярный критерий эффективности:

$$Q = Q(x_1, x_2, \dots, x_n, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_m) = Q(X, E), \quad (2.6)$$

который формируется некоторым преобразователем на основе полученных сведений  $y_1, y_2, \dots, y_n$ . Для этого необходимо различать состояния объекта и квалифицировать эти состояния так, чтобы знать, какое из двух состояний следует считать лучшим.

Целью экстремального управления является экстремизация скалярного критерия эффективности [17, с. 275, 112, с. 102, 124, с. 59], то есть решение задачи

$$Q(X, E) \rightarrow \text{extr}, \forall x \in \bar{X}, \quad (2.7)$$

где  $\bar{X}$  - область допустимого множества оптимизируемых параметров.

Необходимо также учесть, что на поведение объекта в процессе оптимизации накладываются различного рода ограничения [9, с. 89, 125, с. 325]. В частности ограничение первого рода накладывается на фазовую координату объекта  $g$ , и имеет вид равенств

$$g_i = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = g_i(X) = 0; i = 1, \dots, k < n, \quad (2.8)$$

или в векторной форме

$$G(X) = 0, \quad (2.9)$$

где  $G = (g_1, g_2, \dots, g_n)$ .

Состояние выходных сигналов  $h_j$  также должно поддерживаться в определенных пределах, однако в отличие от выходов  $g_i$ , на них накладывается ограничение второго рода [112, с. 103, ф-ла 6.2], имеющие вид неравенств:

$$h_j = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = h_j(X) > 0; j = 1, \dots, m, \quad (2.10)$$

что означает, что  $p$  выходов  $h_j$  в процессе оптимизации должны иметь положительные значения.

В векторной форме условия (2.10) можно представить в виде:

$$H(X) \geq 0, \quad (2.11)$$

где  $H = (h_1, h_2, \dots, h_n)$ .

Ограничениям подвержены непосредственно и оптимизируемые параметры [17, с. 278, 112, с. 103, ф-ла 6.3]:

$$X_{i\min} \leq X_i \leq X_{i\max}, \quad i = \overline{1, \dots, n}. \quad (2.12)$$

При этом «объем» области поиска

$$\Omega = \prod_{i=1}^n (X_{i\max} - X_{i\min}) \quad (2.13)$$

должен быть по возможности наименьшим [126, с. 33], а выбор параметрических ограничений должен производиться с учетом специфики решаемой задачи, на основе опыта проектирования оптимальных систем и интуиции [16, с. 93].

Задача многопараметрической оптимизации в случае неизменной ситуации  $E = const$ , заключается в нахождении таких управляемых параметров  $X^* = (x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)$  из допустимого множества  $\overline{X}$  при которых

$$Q(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_m) \rightarrow opt Q(X, E), \quad (2.14)$$

где символ *opt* может означать максимум (max) или минимум (min).

Минимизация показателя качества при соблюдении всех ограничений, наложенных на фазовые координаты объекта и управляемые параметры, записывается в виде:

$$Q(X^*, E) \rightarrow min Q(X, E), \quad \forall x \in \overline{X}, \quad (2.15)$$

где множество  $\overline{X}$  определяется как:

$$\overline{X} : \begin{cases} g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0, \quad i = \overline{1, k} \\ h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0, \quad j = \overline{1, p} \end{cases} \quad (2.16)$$

Выражения (2.14) и (2.15) означают, что состояние  $X^*$  является оптимальным для ситуации  $E$  среди всех состояний, удовлетворяющих наложенным ограничениям.

Таким образом, при подготовке задачи оптимизации параметров АПП к решению необходимо:

- выбрать управляемые (оптимизируемые) параметры и критерии эффективности (целевые функции);

- разработать имитационную модель процесса переключения передач, позволяющую определять значения частных критериев эффективности и проводить анализ альтернативных вариантов совокупности параметров АПП;
- определить начальное приближение и область поиска;
- выбрать стратегию решения многокритериальной задачи и метод оптимизации.

### 2.9.3. Выбор критериев эффективности при решении задачи синтеза параметров алгоритма переключения передач

Параметры алгоритма переключения оказывают влияние не только на тепловую динамику фрикционных элементов и динамическую нагруженность валопроводов трансмиссии. Затронуты также вопросы динамики и плавности хода автомобиля: насколько упадут тягово-скоростные показатели при переключении, каковы будут показатели комфортабельности езды, сохранности груза и так далее.

Совершенно очевидно, что при переходных процессах буксование фрикционных элементов, динамические нагрузки в трансмиссии, а также оценка динамики АТС и плавности движения должны рассматриваться в комплексе.

Учитывая вышеизложенные рассуждения, для количественной оценки эффективности выбора параметров срабатывания исполнительных механизмов управления сцеплением и двигателем предлагается использовать следующие оценочные показатели: время разрыва потока мощности при переключении передач  $t_{рпм}$ , удельные максимальные мощность  $N_{уд}^{max}$  и работа буксования  $L_{уд}$  сцепления, коэффициент динамических нагрузок  $K_{дин}$  и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля по времени  $\dot{V}_a$  (джерк).

За время разрыва потока мощности  $t_{рпм}$  при переключении передач принят период времени, в течении которого крутящий момент на выходном валу КП меньше приведенного к этому валу момента двигателя [116]. Предполагая, что за время переключения передач момент сопротивления движению автомобиля не изменяется, ввиду его кратковременности, за окончание времени разрыва потока мощ-

ности принято время, при котором крутящий момент на выходном валу КП:

$$M_k = M_n U_{i+1}/U_i, \quad (2.17)$$

где  $M_k$  и  $M_n$  – крутящие моменты на выходном валу КП соответственно в конце и начале процесса переключения;

$U_{i+1}$  и  $U_i$  – передаточные числа соответственно включаемой и выключаемой передачи в коробке.

Удельные максимальная мощность и работа буксования сцепления [127, 128, 129] определялись по формулам:

$$N_{y\partial}^{\max} = \text{MAX}[(M_{mp} \cdot \omega_{отн})/S_{mp}], \quad (2.18)$$

$$L_{y\partial} = 1/S_{mp} \int_0^{t_{\delta}} (M_{mp} \cdot \omega_{отн}) dt,$$

где:  $M_{тр}$  – момент трения, Н·м;  $\omega_{отн}$  – относительная угловая скорость поверхностей трения, рад/с;  $S_{тр}$  – площадь поверхностей трения, см<sup>2</sup>;  $t_{\delta}$  – время буксования, с.

Коэффициент динамических нагрузок [130, с. 46, 131]:

$$K_{дин} = M_{\partial}^{\max} / M_{дин}^{\max}, \quad (2.19)$$

где  $M_{дин}^{\max}$  – максимальный динамический крутящий момент в трансмиссии в процессе трогания с места, Н·м;  $M_{\partial}^{\max}$  – приведенный максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Максимальное значение производной продольного ускорения [132] автомобиля:

$$\dot{V}_a = \text{MAX}(d\dot{v}_a / dt), \quad (2.20)$$

где  $\dot{V}_a$  – продольное ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>.

Выбранные частные критерии эффективности оценивают влияние организации процесса переключения передач на основные эксплуатационные и нагрузочные показатели автомобиля.



Так, удельные мощность и работа буксования сухого фрикционного сцепления характеризуют соответственно нагрев и износ его поверхностей трения; коэффициент динамических нагрузок – нагруженность элементов трансмиссии при переключении передач; максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автопоезда – плавность процесса переключения, комфортабельность; время разрыва потока мощности оказывает влияние на среднюю скорость движения и, следовательно, динамику и производительность автомобиля [133, с. 96].

#### **2.9.4. Обоснование выбора метода оптимизации, описание алгоритма и условий прекращения поиска оптимальных параметров**

В настоящее время число методов решения задач оптимизации очень велико. Как известно, задачей оптимального управления является достижение экстремума цели, то есть минимизация или максимизация некоторого, характеризующего объект критерия эффективности, значение которого зависит от управляемых и неуправляемых параметров. Выбор того или иного экстремума определяется физическим смыслом поставленной задачи.

Анализ работ [9, с. 95, 125, с. 325, 134, с. 29, ф-ла 2.6, 135, с. 164, 136, с. 19] показал, что изучение динамических процессов, протекающих при неустановившемся режиме работы АТС, с последующей реализацией синтеза, связано с решением задачи:

$$Q(X) \rightarrow \min \quad \forall x \in \bar{X}, \quad (2.21)$$

где  $Q$  – скалярный критерий эффективности оптимизируемого объекта;

$\bar{X}$  – вектор управляемых параметров;

$\bar{X}$  – область допустимого изменения управляемых параметров (параметрические ограничения).

В зависимости от того, удовлетворяет ли функция цели  $Q(X)$  и множество  $\bar{X}$  определенным требованиям (линейности, унимодальности, выпуклости и так далее) или же вид целевой функции и множества является достаточно сложным или непредсказуемым, решение задачи оптимизации может быть аналитическим или алгоритмическим.

Под аналитическими понимаем методы, основанные на решении оптимизационной задачи посредством математической формулы за конечное число шагов. К достоинствам данных методов следует отнести высокую точность решения, хотя применение их возможно лишь для узкого спектра детерминированных задач. Примером такого метода может быть метод Крамера [137, с. 72, ф-ла 3.11] – для решения систем линейных алгебраических уравнений, или метод Коши [137, с. 149], который сводит задачу оптимизации дифференцируемой функции без ограничений к решению системы уравнений вида:

$$\frac{\partial Q(X)}{\partial x_i} = 0 \quad (i = 1, \dots, n), \quad (2.22)$$

при условии, что имеется формула для её решения, т.е. функция дифференцируема в этой точке [125, с. 326].

Основная идея алгоритмических методов – работа в итеративном режиме. Суть метода заключается в способе перехода от одного приближения  $X_N$  к другому  $X_{N+1}$ . При этом необходимым условием является сходимость метода [135, с. 169] к точному решению задачи  $X^*$  :

$$\lim_{N \rightarrow \infty} X_N = X^*, \quad (2.23)$$

во всяком случае при  $N \rightarrow \infty$ .

В простейшем случае алгоритмический метод может быть представлен рекуррентным соотношением, в котором два следующих друг за другом приближения связаны между собой при помощи оператора  $F$ :

$$X_{N+1} = F(X_N). \quad (2.24)$$

Требуемая точность оптимального решения достигается при выполнении определенных условий, накладываемых на оператор  $F$ , за определенное число шагов поиска.

Таким образом, алгоритмические методы не дают такого явного формального решения задач как аналитические, а указывают лишь алгоритм, то есть последовательность операций, осуществление которых приводит к искомому конкретному решению. Однако в связи с широким применением ЭВМ при численном решении различного

рода уравнений, предпочтение в большинстве случаев, отдается алгоритмическим методам, так как они дают более быстрый и удобный путь получения требуемого результата [125, с. 325-353, 137, с. 155, 138, с. 80].

Специфика задач оптимального проектирования колебательных систем требует больших затрат машинного времени. Время, затрачиваемое на поиск оптимума, складывается из времени  $\tau_1$ , идущего на вычисление на каждой итерации арифметических операций и времени  $\tau_2$ , необходимого для вычисления значения целевой функции. При этом  $\tau_2 \gg \tau_1$  [125, с. 364]. Поэтому в дальнейшем производилась оценка методов с точки зрения их быстродействия.

Движение масс динамической системы колесной машины при воздействии случайных дорожных возмущений описываются системой стохастических логико-дифференциальных уравнений (см. п. 2.9.6, рис. 2.28, ф-ла 2.44). Причем критерий эффективности, оценивающий качество работы, вычисляется как стохастическая оценка некоторого заданного функционала от выходных координат, являющихся случайными процессами [135, с. 168].

Исходя из этого, в машинных методах проектирования целесообразно использовать поисковые алгоритмы типа стохастической оптимизации (СО), основанные на детерминированном (градиентном) или случайном поиске, либо на их комбинации [135, с. 166, 137, с. 158].

Кроме того, применение методов СО позволяет при вариации управляемых параметров одновременно изменять реализацию возмущений, что дает возможность в большей степени учесть реальные условия.

Несмотря на большое количество методов, выбор конкретного алгоритма стохастической оптимизации довольно сложен. Это связано с тем, что каждый алгоритм оптимален для определенного класса целевых функций, и именно поэтому в различных литературных источниках приведенные данные по сравнительному анализу имеют противоречивый характер.

Обзор и анализ имеющейся в литературе информации по описанию различных алгоритмов оптимизации [139, с. 71, 140, 141, 142, с. 232-292, 143, с. 71-102, 144, с. 101-212] позволил установить, что минимум машинного времени, затрачиваемого на расчет критериев эффективности при решении задач векторного оптимального проектирования, обеспечивается при использовании квазиградиентного метода стохастической аппроксимации [116, 135, с. 168, ф-ла 6.28].

Кроме того, данный метод относится к так называемым методам спуска, наиболее часто используемым при решении задачи минимизации функционала [125, с. 337].

Указанный метод выгодно отличается от существующих (процедура Кифера-Вольфовица, метод наискорейшего спуска, процедура Кестена, метод Кестена с модификацией Фобиана, метод СО со случайным поиском и др.) своей универсальностью (применим для широкого класса функций), наличием закона управления пробными шагами, а также возможностью уменьшения рабочего шага только после изменения направления поиска, что увеличивает скорость сходимости по мере приближения к экстремуму [135, с.167, ф-ла 6.25].

Данный алгоритм задается рекуррентной формулой [145, с. 18]:

$$\begin{aligned} x_i[k+1] &= x_i[k] - \gamma[m] \cdot \mu_i \cdot \text{sign}\{\tilde{\nabla}_i \varphi(x[k])\}, \\ i &= 1, \dots, n, \quad k = 0, 1, 2 \dots; \quad m = 2, 3, 4, \dots; \end{aligned} \quad (2.25)$$

где  $x_i$  -  $i$ -ый оптимизируемый параметр;

$k$  - номер итерации в процессе поиска;

$n$  - размерность вектора оптимизируемых параметров;

$i$  - номер компонента вектора оптимизируемых параметров;

$\gamma[m]$  -  $m$ -ное значение коэффициента рабочего шага поиска:

$$\gamma[m] = \gamma_0 / m^\alpha; \quad 0,75 \leq \alpha \leq 1, \quad (2.26)$$

$\gamma_0, m$  - соответственно начальное значение и номер коэффициента рабочего шага поиска;

$\mu_i$  - масштабный коэффициент:

$$\mu_i = (x_{i\max} - x_{i\min}) / b_i \quad (2.27)$$

где  $b_i$  - постоянный коэффициент для  $i$ -го оптимизируемого параметра;

$x_{i\max}, x_{i\min}$  - ограничения сверху и снизу на  $i$ -ый оптимизируемый параметр;

$$\text{sign}\{\tilde{\nabla}_i \varphi(x[k])\} = \begin{cases} +1, & \text{при } \tilde{\nabla}_i \varphi > 0; \\ 0, & \text{при } \tilde{\nabla}_i \varphi = 0; \\ -1, & \text{при } \tilde{\nabla}_i \varphi < 0; \end{cases} \quad (2.28)$$

$\tilde{\nabla}_i \varphi(x[k])$  или  $\tilde{\nabla}_i \varphi$  - оценка градиента критерия эффективности.

В вышеописанном итерационном методе (см. ф-лу 2.25) используется свойство градиента, вытекающее из неравенства Коши-Буняковского [143, с. 74] и заключающееся в том, что в евклидовой метрике направление наискорейшего убывания или возрастания целевой функции совпадает с направлением соответственно антиградиента или градиента [142, с. 283, рис. 18.1, 143, с. 73, ф-ла 6.2]. В решаемой задаче градиент критерия эффективности невозможно получить в явной форме от оптимизируемых параметров, поскольку определение его точного значения связано с большими вычислительными трудностями. Поэтому целесообразно обратиться к точечной оценке градиента [116, 135, с. 168, 137, с. 158], поисковый алгоритм которого имеет вид:

$$\tilde{\nabla}_i \varphi = (\varphi_i^+ - \varphi_i^-) / 2g_i, i = \overline{1, n}, \quad (2.29)$$

где

$$\varphi_i^+ = \varphi(x_1, \dots, x_{i-1}, x_i + g_i, x_{i+1}, \dots, x_n); \quad (2.30)$$

$$\varphi_i^- = \varphi(x_1, \dots, x_{i-1}, x_i - g_i, x_{i+1}, \dots, x_n),$$

где  $g_i$  - пробный шаг поиска.

Поиск вдали от оптимума должен вестись большими шагами, а вблизи - малыми. Для ускорения сходимости длина рабочего шага уменьшается в соответствии с требованиями Дворецкого [135, с. 167] только при изменении направления поиска. При этом используется формула по дроблению шага (см. ф-лу 2.26).

Данный алгоритм стохастической аппроксимации работает следующим образом (для простоты рассмотрен случай оптимизации по двум параметрам).

Значение  $g_i$  определяется только один раз для выбора направления поиска при первой итерации. Поиск начинается из точки  $A[0]$  с координатами  $(x_1[0], x_2[0])$  (рис. 2.24). Учитывая только знак  $\tilde{\nabla}_1 \varphi$ , движемся в заданном направлении до тех пор, пока убывает критерий эффективности. При этом  $x_2[0] = const$ , а квазиоптимальное значение  $\tilde{x}_1^*$  отыскиваем по алгоритму (2.25).

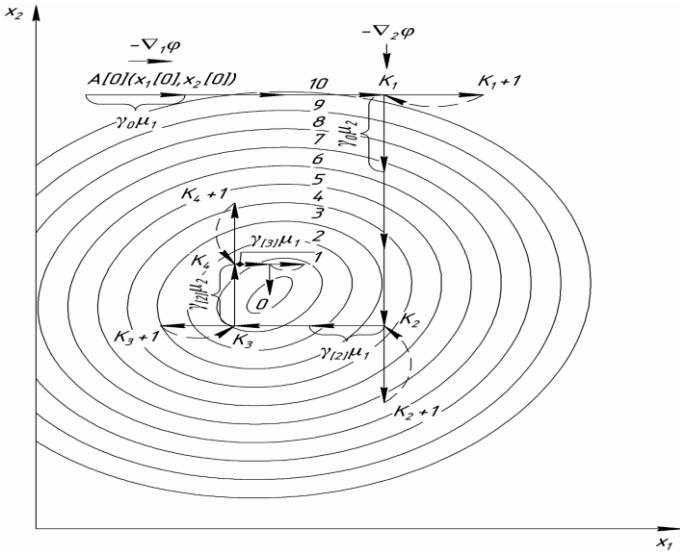


Рис. 2.24. Графическая интерпретация метода стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью

Предположим, что на  $K_1$ -ом шаге мы попали в точку  $(x_1[K_1], x_2[0])$ . Следующий шаг приводит в точку  $(x_1[K_1+1], x_2[0])$ , для которой  $\varphi(x_1[K_1+1], x_2[0]) > \varphi(x_1[K_1], x_2[0])$ . В этом случае принимаем  $x_1[K_1] = \tilde{x}_1^*$ , где  $\tilde{x}_1^*$  – квазиоптимальное значение параметра  $x_1$ . Не изменяя величину рабочего шага  $\gamma_0$  и учитывая знак  $\tilde{\nabla}_2 \varphi$  для определения направления поиска, начинаем движение из точки  $(x_1[K_1], x_2[0])$  принимая  $\tilde{x}_1^*[K_1] = const$ . Затем отыскиваем квазиоптимальное значение  $\tilde{x}_2^*$  по алгоритму (2.25).

Допустим, что на некотором  $[K_2+1]$ -ом шаге поиска получим  $\varphi(x_1[K_1], x_2[K_2+1]) \geq \varphi(x_1[K_1], x_2[K_2])$ . Тогда принимаем  $x_2[K_2] = \tilde{x}_2^*$ , где  $\tilde{x}_2^*$  – квазиоптимальное значение второго параметра. Только теперь сокращаем коэффициент шага поиска:  $\gamma[2] = \gamma_0/2^\alpha$ .

Не вычисляя нового значения  $\tilde{\nabla}_1 \varphi$ , изменяем только его знак, то есть  $\tilde{\nabla}_1 \varphi = -\tilde{\nabla}_1 \varphi$  и начинаем двигаться из точки  $(x_1[K_1], x_2[K_2])$  с рабочим шагом  $\gamma[2]$ . Далее, принимая  $\tilde{x}_2^*[K_2] = const$ , ведем поиск

следующего приближения  $\tilde{x}_1^*$  по алгоритму (2.37). В точке  $(x_1[K_3], x_2[K_2])$ , соответствующей квазиоптимальному значению параметра  $x_1$ , происходит перераспределение «активности» и движение в области управляемых параметров происходит по другому координатному направлению, но с прежним рабочим шагом  $\gamma[2]$ .

Для изменения направления поиска при движении из точки  $(x_1[K_3], x_2[K_4])$  снова изменяем знак  $\tilde{\nabla}_1\varphi$  и затем уменьшаем шаг поиска, принимая его равным  $\gamma[3] = \gamma_0/3^u$  и так далее.

Таким образом, идея метода заключается в последовательном изменении каждого компонента вектора оптимизируемых параметров. Вдоль каждого координатного направления производится процедура линейного поиска и найденная точка линейного минимума принимается за исходную для следующей итерации. После проведения  $K_1$ , удачных итераций в качестве результирующего вектора выбирается вектор, соединяющий начальную точку  $A[0]$  и точку, полученную после  $K_1$ -го шага; вдоль нового координатного направления также проводится линейный поиск, найденная точка линейного минимума принимается за исходную, и вся процедура повторяется.

Если значение какого-либо из компонентов  $x_i$  вектора оптимизируемых параметров  $X$  выходит за допустимые границы  $x_i^{\min} < x_i < x_i^{\max}$ , то этому компоненту присваивается граничное значение:

$$x_i = \begin{cases} x_i^{\max}, & \text{если } x_i > x_i^{\max}, \\ x_i^{\min}, & \text{если } x_i < x_i^{\min}; \end{cases} \quad (2.31)$$

Это позволяет вести поиск вдоль границы области параметров при нарушении ограничений. В данном алгоритме переход к поиску квазиоптимального значения последующего параметра  $\tilde{x}_{i+1}^*$  проводится не после окончательного нахождения оптимального значения предыдущего параметра  $x_i^*$ , а после нахождения так называемого квазиоптимального значения  $\tilde{x}_i^*$ , что значительно сокращает время поиска [116].

Возможные критерии останова поиска оптимального решения подробно изложены в работах [135, с. 170, 142, с. 284, 143, с. 78,

ф-лы 6.6-6.8, 146, с. 53]. При решении задачи синтеза алгоритма переключения передач в качестве условий прекращения поиска были приняты:

- степень уменьшения шага поиска по сравнению с первоначально принятым  $\gamma[m]/\gamma_0 < \varepsilon$ , где  $\varepsilon < 0,05$ ;

- число следующих подряд неудачных шагов  $K_n$  (соответствующих выполнению условия  $\varphi(A[k]) > \varphi(A[k-1])$  при минимизации критерия эффективности).

В последнем случае, если на каком-либо шаге выполняется условие  $K > K_n^{\max}$  (где  $K_n^{\max}$  – заданное число неудачных шагов поиска), счет прекращается и значение вектора  $A$  на этом шаге принимается в качестве оптимального вектора  $\tilde{A}^*$ .

Схема квазиградиентного метода стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью изображена на рис. 2.25. Здесь значение булевой переменной KL определяет момент перехода к варьированию следующего оптимального параметра при нарушении граничных условий предыдущим параметром.

Схема алгоритма вычисления вектора оценки градиента с парной пробой (см. ф-лу 2.29) изображена на рис. 2.26.

В соответствии со схемами алгоритмов, приведенных на рис. 2.25 и 2.26, разработаны программа параметрической оптимизации методом стохастической аппроксимации OPTIM и программа вычисления вектора оценки градиента GRADNT.

В свою очередь, перечисленные подпрограммы входят в состав головного программного комплекса MODELING, который позволяет не только моделировать процесс переключения передач и вести расчет критериев эффективности, но и производить оптимизацию параметров исполнительных механизмов управления двигателем, моторным тормозом и сцеплением (подпрограмма OPTIM).

Схема комплекса программ синтеза параметров АПП изображена на рис. 2.27.

### **2.9.5. Выбор стратегии решения многокритериальной задачи оптимизации**

В силу того, что параметры АПП оказывают влияние на нагруженность узлов силового агрегата, динамику и плавность движения ав-



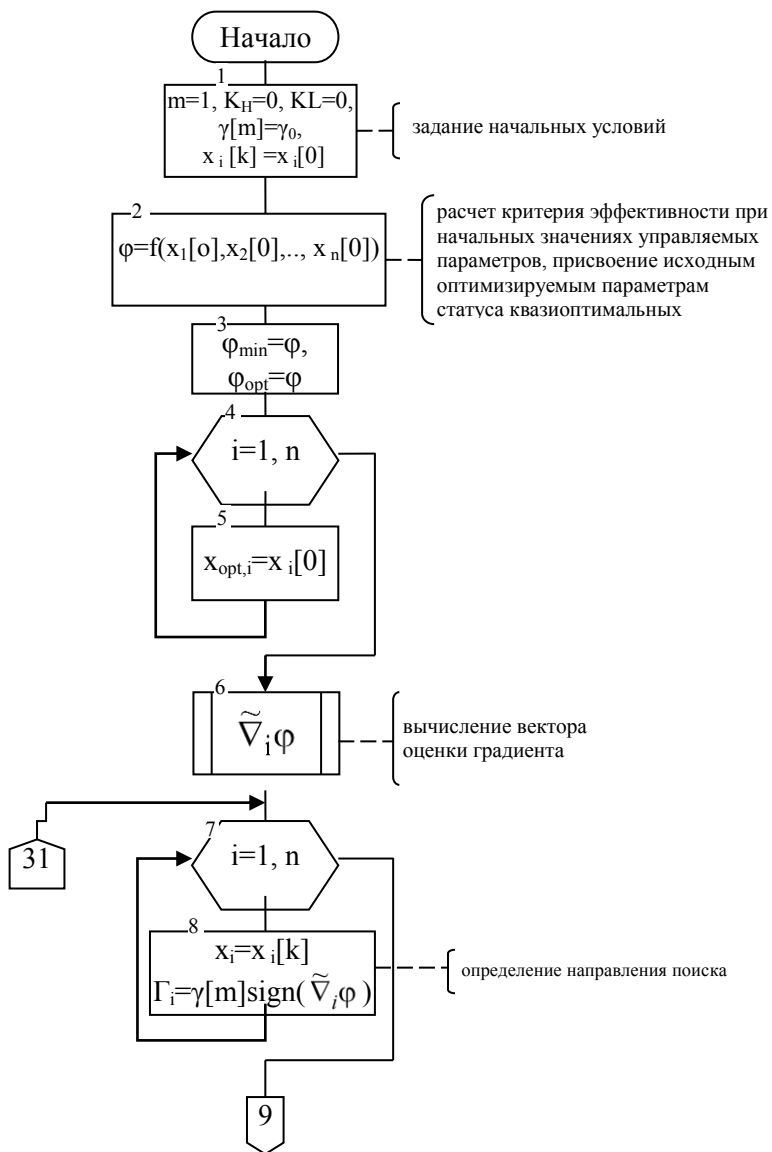
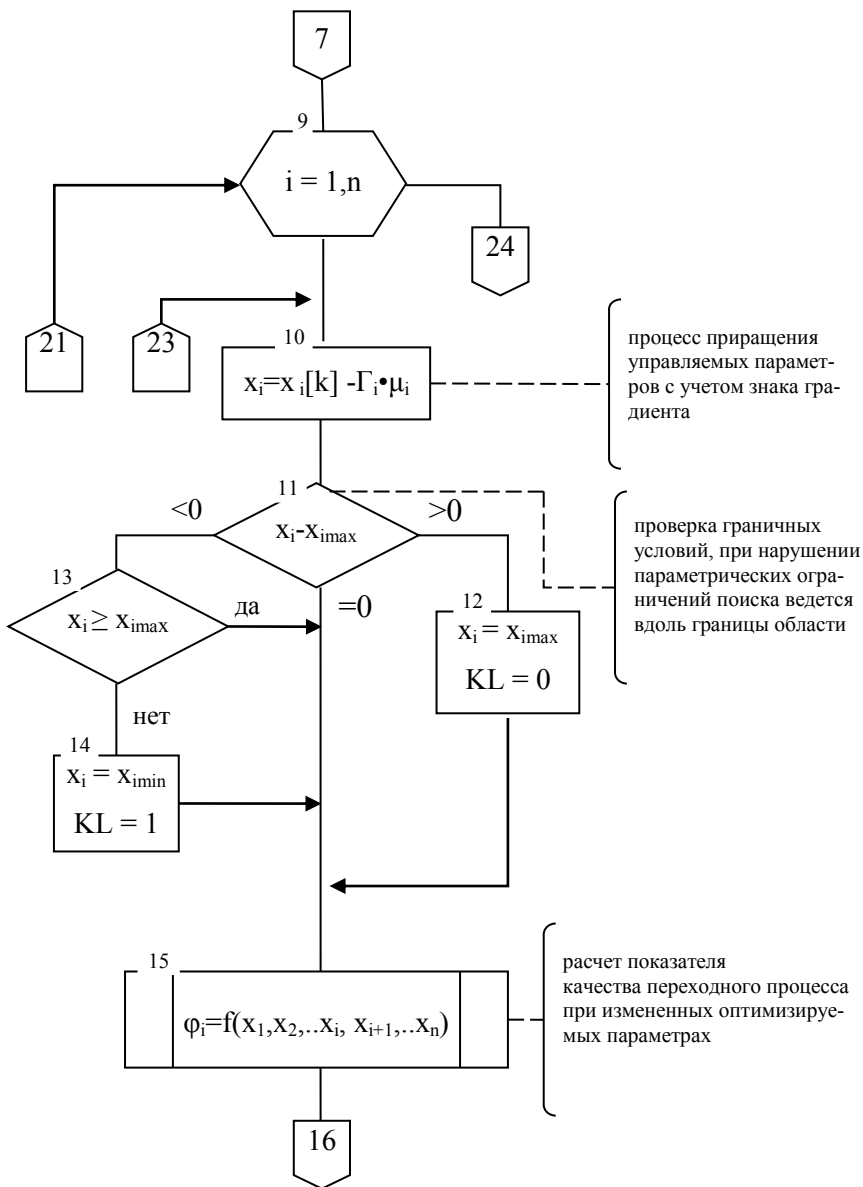
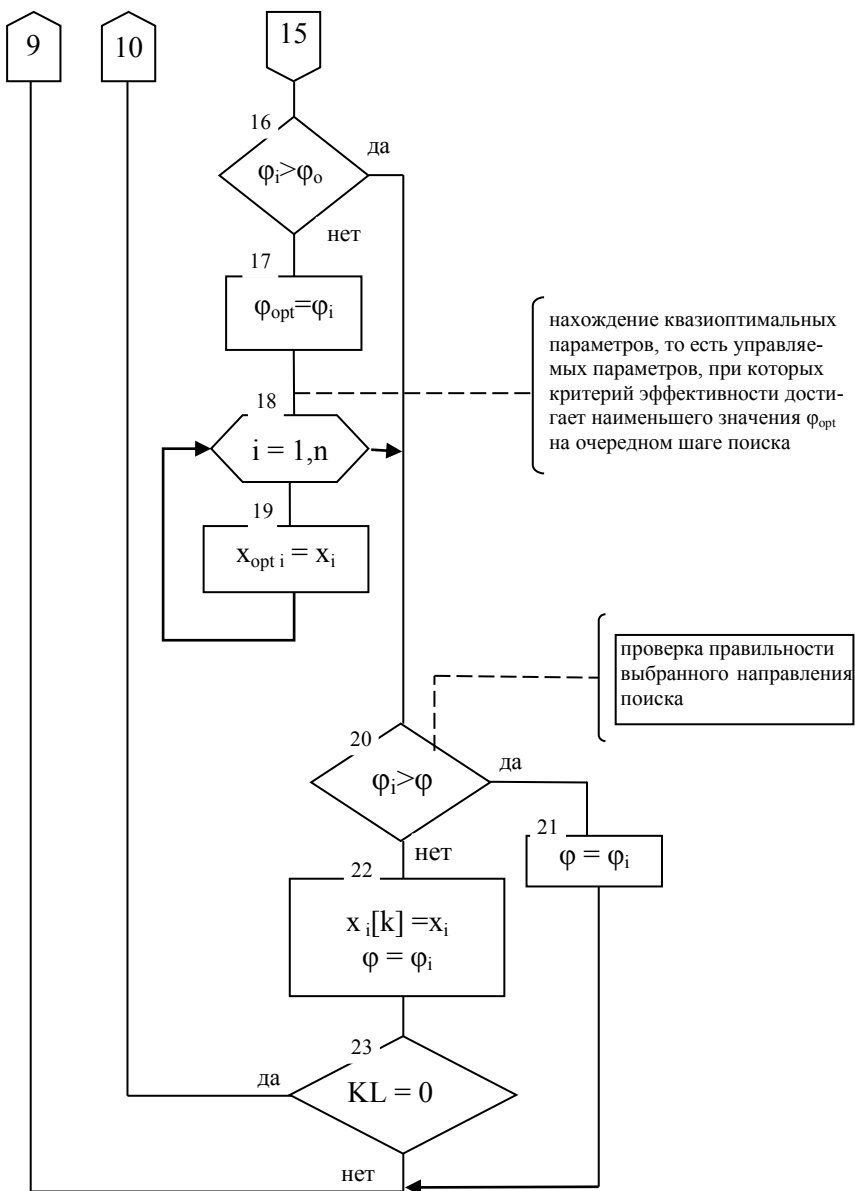


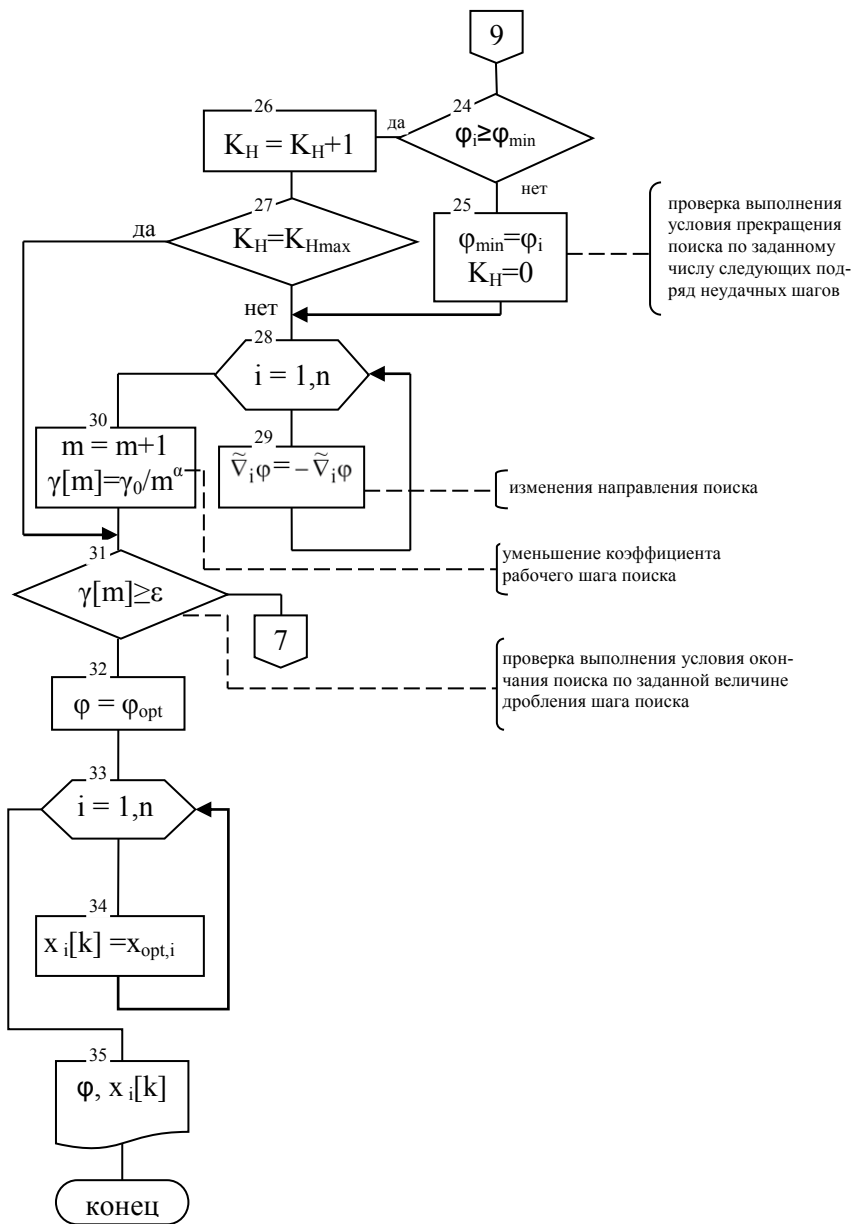
Рис. 2.25. Блок-схема алгоритма квазиградиентного метода стохастической аппроксимации



продолжение рис. 2.25



продолжение рис. 2.25



окончание рис. 2.25

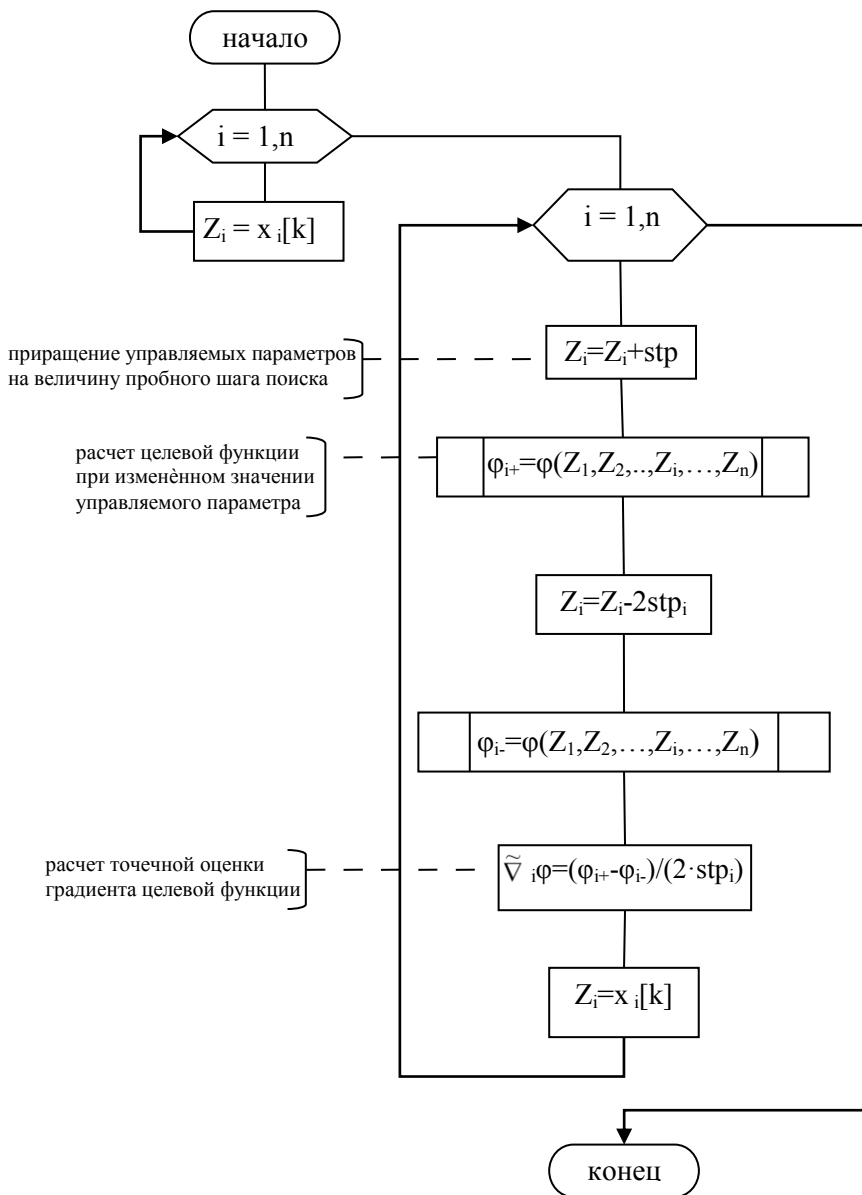


Рис. 2.26. Блок-схема алгоритма вычисления вектора оценки градиента с двусторонней пробой

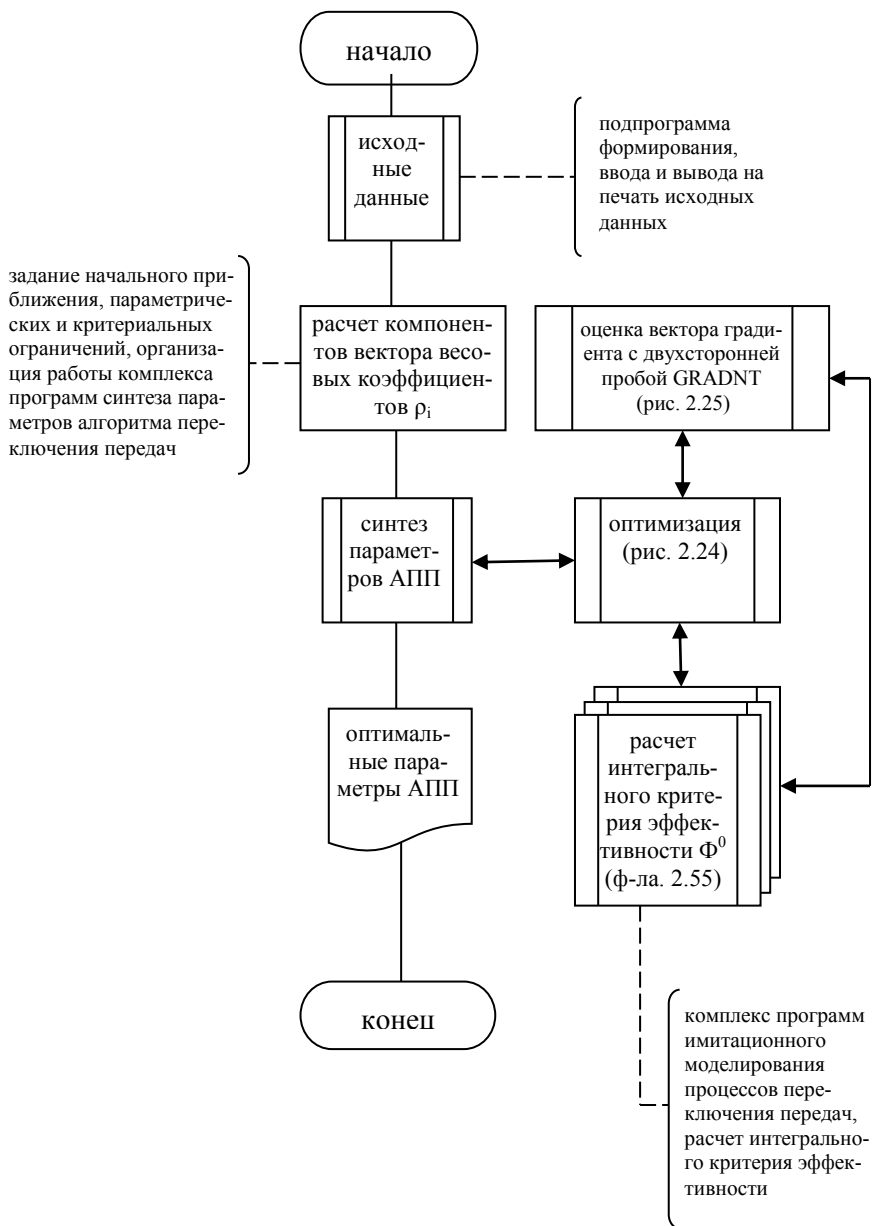


Рис. 2.27. Блок-схема комплекса программ решения синтеза параметров АПП

томобиля, задача параметрической оптимизации алгоритма переключения является многокритериальной.

В отличие от однокритериальных, многокритериальные задачи имеют векторный критерий оптимальности [142, с. 265]. Поэтому решение задачи синтеза параметров алгоритма переключения передач является сложным. Напомним, что по терминологии, принятой в теории сложных систем [17, с. 340, 147, с. 27, 148, с. 46], решение называется простым, если выбор осуществляется по одному критерию, и сложным, если принятие решения сводится к нахождению такой альтернативы из множества допустимых, которая может не являться оптимальной ни для одной из целевых функций, но оказывается приемлемой для всего множества целевых функций  $\varphi_i(X)$ , где  $1 = \overline{1, U}$  то есть к нахождению компромиссной альтернативы. Под приемлемостью будем понимать существование на множестве  $\overline{X}$  такой альтернативы, при которой величина отклонений  $\Delta\varphi_i$  от оптимальных значений  $\varphi_i^*$  по каждой целевой функции

$$\Delta\varphi_i(X) = \varphi_i(X) - \varphi_i^*(X), \forall i \in U \quad (2.32)$$

достигает наименьшего значения.

Отыскание компромиссной альтернативы требует привлечения дополнительной информации, позволяющей сравнивать друг с другом величины отклонений от оптимальных значений целевых функций различной размерности и задать предпочтения на множестве целевых функций. Последнее дает возможность свести многокритериальную задачу к однокритериальной. Следует отметить, что в связи с конфликтностью критериев, оценка результатов поиска по изменению множества критериев эффективности неоднозначна и противоречива. Стратегию решения многокритериальной задачи параметрической оптимизации определяют исходя из принципов, положенных в основу формирования функции цели. Причем, именно способ объединения вектора критериев оптимальности в скалярную целевую функцию характеризует выбранную стратегию.

Различают следующие виды стратегий решения многокритериальных задач оптимизации [142, с. 267, 149, с. 46, 150, с. 539, 151, с. 52]:

- стратегию частного критерия;

- стратегию взвешенной аддитивной компенсации противоречий критериев;
- стратегию мультипликативной компенсации противоречий критериев;
- максиминную стратегию.

Выбор определенной стратегии зависит от постановки задачи оптимизации цели оптимального проектирования, класса целевой функции, условий работоспособности технического объекта, требуемого качества объекта по тем или иным показателям и т.д. Кроме того, каждая из вышеперечисленных методик обладает своими преимуществами и недостатками, и, поэтому, конкретный выбор той или иной стратегии, без проведения сравнительного анализа, является не только затруднительным и необоснованным, но и практически невозможным.

Рассмотрим более подробно каждый из предложенных вариантов решения.

При использовании стратегии частного критерия специфика решаемой задачи должна позволять обоснованно выделить главный критерий эффективности  $\varphi_k$ , характеризующий важнейшее качество технического объекта. При этом все остальные критерии оптимальности учитываются в виде ограничений, определяющих область эффективных альтернатив:

$$\Phi = \varphi_k; \varphi_i \leq \varphi_i^0 \forall i = \overline{1, U}; \quad i \neq k, \quad (2.33)$$

где  $\varphi^0 = (\varphi_1^0, \varphi_2^0, \dots, \varphi_u^0)^m$  - вектор, определяющий допустимые значения по всем критериям (критериальные ограничения);

$\Phi$  - интегральный (обобщенный) критерий эффективности;

$U$  - множество целевых функций.

В рассматриваемом случае оптимизация параметров технического объекта выполняется по частному критерию, т.е. задача сравнения альтернатив по векторному критерию эффективности сводится к задаче принятия решений со скалярным критерием, а все остальные критерии переводятся в разряд ограничений. При этом альтернативы, не укладывающиеся в заданные границы, сразу же отбрасываются как неконкурентоспособные.



В предложенной формулировке задача нахождения точки оптимума при выборе альтернативы рассматривается как задача дискретного программирования, математическая формулировка которой имеет вид:

$$\begin{aligned} \text{extr } [\varphi_k(X)], \forall X \in \overline{X} \text{ при } \varphi_i(X) \leq \varphi_i^0(X), \\ \forall i = \overline{1, U}; i \neq k, \end{aligned} \quad (2.34)$$

где  $\overline{X}$  - допустимое множество альтернатив;

$X$  - альтернатива из множества  $\overline{X}$ , характеризуемая определенной совокупностью свойств  $x_1, x_2, \dots, x_u$  (вектор управляемых параметров).

Стратегия частного критерия обеспечивает наиболее легкий метод построения интегрального критерия эффективности за счет простоты постановки задачи оптимизации. Однако обобщенная оценка качества объекта будет высокой только по одному показателю. Остальные будут удовлетворять наложенным ограничениям, но находиться при этом на минимально допустимом уровне, что снижает в конечном итоге, эффективность полученного решения.

Стратегия взвешенной аддитивной компенсации противоречий критериев предусматривает наличие векторов весовых  $\rho = (\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_u)^T$  и нормирующих  $\varphi^0 = (\varphi_1^0, \varphi_2^0, \dots, \varphi_u^0)^m$  коэффициентов в формировании целевой функции.

Вектор предпочтений  $\rho$  характеризует значимость выходных параметров технического объекта, то есть обеспечивает ранжирование откликов по степени их важности. Вектор  $\varphi^0$  способствует объединению частных критериев эффективности в интегральный критерий эффективности путем приведения последних к безразмерному виду [135, с. 164].

Построенная таким образом аддитивная целевая функция имеет вид:

$$\min \left\{ \Phi(X) = \sum_{i=1}^U \rho_i \cdot \varphi_i(X) / \varphi_i^0 \right\}, \quad (2.35)$$

где  $\varphi_i(X)$  – выходные параметры технического объекта (частные критерии эффективности);

$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$  – вектор управляемых параметров.

$$\sum_{i=1}^U \rho_i = 1; \quad \rho_i > 0. \quad (2.36)$$

Целевая функция (2.35) построена по принципу компенсации противоречий нормированных критериев  $\varphi_i^0(X) = \varphi_i(X)/\varphi_i^0$  и подлежит в процессе поиска оптимума минимизации.

Недостатком данной стратегии является то, что в результате конфликтности откликов требуемое качество функции цели достигается за счет уменьшения одного из критериев при возможном увеличении других критериев, то есть при их ухудшении. При этом процесс поиска минимума функции  $\Phi(X)$  цели не прекращается, так как алгоритм оптимизации не реагирует на ухудшение отдельных выходных параметров. Оптимум достигается путем изменения наиболее чувствительного к воздействию управляемых параметров частного критерия эффективности.

В отличие от вышерассмотренной стратегии, основанной на компенсации абсолютных значений нормированных критериев, мультипликативная функция качества реализует принцип компенсации относительных значений критериев оптимальности  $\Delta\varphi_i(X) = \varphi_i(X[\kappa+1]) - \varphi_i(X[\kappa])$ . Основная идея заключается в том, что суммарный уровень относительного снижения значений одних критериев не должен превышать суммарного уровня относительного увеличения других:

$$\sum_{i=1}^U \Delta\varphi_i(X) / \varphi_i(X) = 0. \quad (2.37)$$

Целевая функция при этом подлежит максимизации и имеет вид:

$$\Phi(X) = \prod_{j=1}^q \varphi_j^+(X) / \prod_{i=q+1}^l \varphi_i^-(X), \quad (2.38)$$

где  $\varphi_j^+(X)$ ,  $\varphi_i^-(X)$  – выходные параметры технического объекта, значения которых в процессе оптимизации необходимо соответственно увеличивать или уменьшать

Причем при ее формировании не требуется производить нормирующих и масштабирующих преобразований.

Однако возможность использования мультипликативной функции цели ограничена условиями работоспособности технического объекта и ограничениями, накладываемыми на выходные параметры [147, с. 30, 150, с. 543].

Кроме того, мультипликативная методика имеет тот же недостаток, что и аддитивная. Он заключается в конфликтности критериев, в результате которой улучшение одного из критериев приводит к ухудшению других критериев.

Наиболее полно удовлетворяет техническим требованиям, предъявляемым к выходным параметрам объекта оптимизации, максиминная стратегия решения многокритериальных задач. Она построена на принципе равномерности, заключающемся в выравнивании всех нормированных критериев эффективности:

$$b_i \cdot \varphi_i(X) / \varphi_i^0 \rightarrow B, \quad i = \overline{1, U}, \quad (2.39)$$

где  $B$  - некоторое вещественное число;

$b_i$ -коэффициенты.

Количественная оценка степени соответствия критериев оптимальности данным техническим требованиям задается выражением:

$$S_j(X) = (\varphi_j^0 - \varphi_j(X)) / \delta_j, \quad (2.40)$$

где  $\varphi_j^0$  - критериальные ограничения (граничные значения выходных параметров по условиям работоспособности технического объекта);

$\varphi_j(X)$  - значение  $j$ -го частного критерия эффективности, рассчитываемое на каждом рабочем шаге поиска оптимальных параметров  $X$ ;

$\delta_j$  - диапазон допустимого изменения значений  $j$ -го критерия оптимальности.

Формирование целевой функции построено на основе нахождения минимального значения  $S_j(X)$ :

$$\Phi(X) = \min[S_j(X)]; \quad j \in \overline{1, U}, \quad (2.41)$$

с последующей ее максимизацией.

Процедура поиска при такой постановке задачи осуществляется согласно выражению

$$\max \min S_j(X), X \in X_\partial : j \in \overline{1, U}, \quad (2.42)$$

где  $X_\partial$  - вектор параметрических ограничений.

Проранжировать выходные параметры объекта по степени важности можно за счет введения коэффициентов штрафа  $b_j \geq 1$ . При этом целевая функция будет иметь следующий вид:

$$\Phi(X) = \min [b_j \cdot S_j(X)]; j = \overline{1, U}. \quad (2.43)$$

Явное преимущество максиминной стратегии заключается в том, что функция качества реагирует только на наихудшую, с позиции работоспособности, выходную характеристику объекта в данной точке  $X$  пространства управляемых параметров. В результате требуемое качество целевой функции достигается за счет выравнивания оценочных показателей выполнения технических требований  $S_j(X)$ .

Однако, в точках смены критериев  $b_j \cdot S_j(X) = b_k \cdot S_k(X)$  ввиду конфликтности последних, функция качества (2.42) будет негладкой и, как следствие, недифференцируемой, что приведет к образованию гребня на поверхности отклика.

Специфичный характер формирования целевой функции требует применения особых алгоритмов оптимизации, а это, безусловно, ограничивает использование максиминной стратегии при решении многокритериальных задач.

На основе проведенного анализа можно сделать заключение о том, что каждая из рассмотренных стратегий имеет определенные недостатки и преимущества. Выбор конкретной методики целиком и полностью зависит от постановки задачи оптимизации.

Учитывая выбранный метод оптимизации, вид функции цели и направленность ее экстремизации, а также учитывая высокую эффективность использования аддитивного критерия при решении оптимизационных практических задач [9, с. 96, 138, с. 132, 142, с. 267] в основу решения задачи синтеза АПП была положена стратегия взвешенной аддитивной компенсации противоречий. При этом недостаток методики, обусловленный конфликтностью критериев, можно нейтрализовать путем рационального выбора весовых коэффициентов  $\rho_i$ .

### 2.9.6. Расчетная динамическая схема и имитационная модель автомобиля для анализа процесса переключения передач

Для решения поставленной многокритериальной задачи синтеза алгоритма переключения передач разработана имитационная модель, позволяющая определять значения частных критериев эффективности и проводить анализ альтернативных вариантов совокупности параметров АПП с центральной синхронизацией включаемых элементов. Учитывая комплексность объекта имитации и переменность его структуры, исследование переходного процесса базировалось на методах динамики многомассовых систем (Multibody System Dynamics-MDD) [152, с. 130, 153, 154, 155, с. 56, 156, с. 147, рис. 5.16].

Основные этапы перехода от реального объекта к имитационной модели подробно изложены в работе [157]. Схематизация вышеописанного исследуемого объекта проводилась в соответствии с концепцией регулярных динамических схем [158, с. 111, 159]. Действительная распределенная система автомобиля заменена эквивалентной механической моделью, состоящей из упруго-диссипативных звеньев и сосредоточенных инерционных масс. Такое допущение является обоснованным ввиду того, что крутильные колебания в трансмиссии автомобиля имеют ярко выраженный спектр собственных частот в диапазоне до 200 Гц [16, с. 26, 17, с. 294, 160, с. 33, 161, с. 26, 162]. При этом механическая модель адекватна реальному физическому объекту только в отношении характеристик крутильных колебаний, что является вполне достаточным для достижения требуемой точности в практических расчетах [145, с. 19].

Разработанная динамическая схема грузового автомобиля представлена на рис. 2.28. Компоненты модели, расположенные до синхронизаторов  $C_2$  и  $C_3$  (см. рис. 2.28), приведены к коленчатому валу двигателя, после – к выходному валу коробки передач. Преимуществом приведения к двум валам является возможность исследовать процессы трогания с различных передач, маневрирования, а также переключения на смежные высшую и низшую передачи, используя одну и ту же динамическую схему без изменения параметров при вариации передаточных чисел в коробке, что соответствует требованиям универсальности [127, 163].

Обозначения на динамической схеме (рис. 2.28):

1. Приведенные моменты инерции:

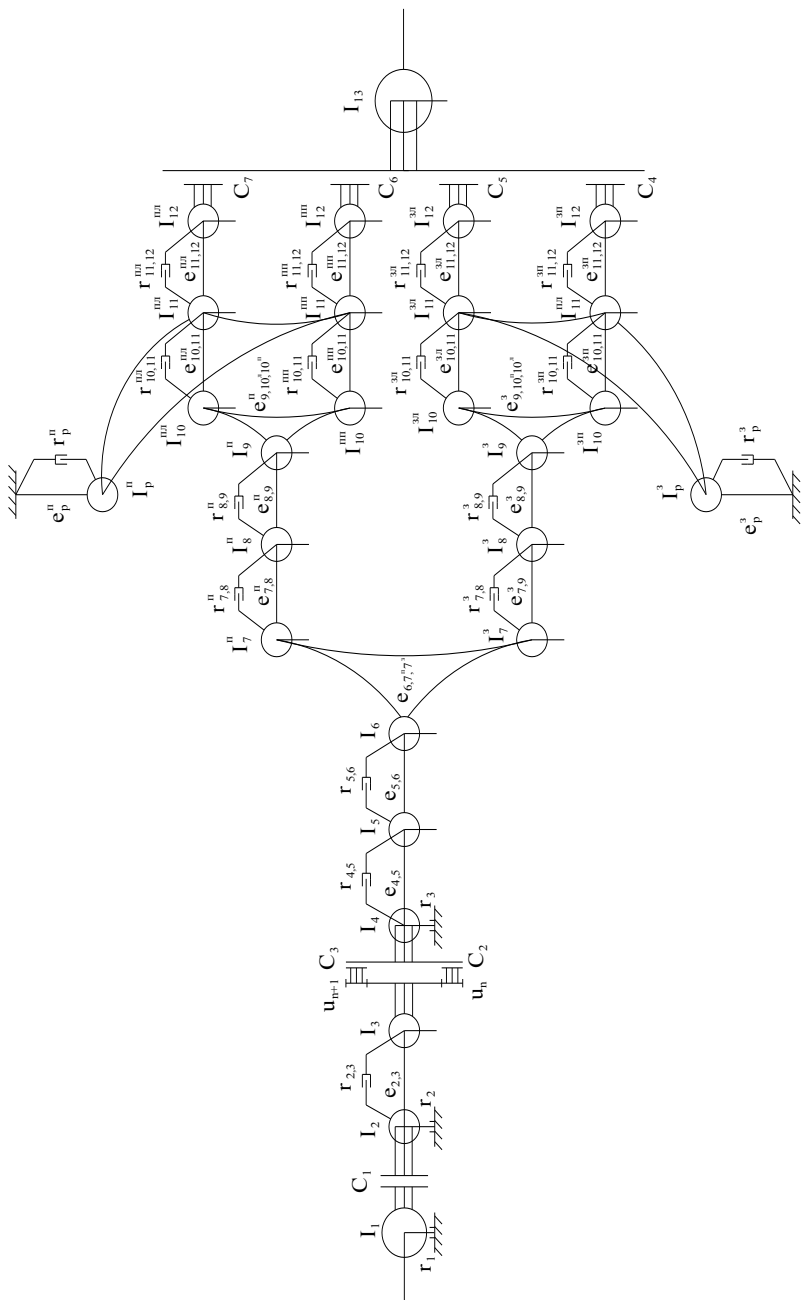


Рис. 2.28. Схема динамической системы автомобиля с колесной формулой 6x4

$I_1$  – маховика, подвижных деталей двигателя и ведущей части сцепления;  $I_2$  – ведомой части сцепления и части деталей КП, расположенных до синхронизатора;  $I_3$  – оставшейся части деталей КП, расположенных до синхронизатора;  $I_4$  – синхронизатора, деталей КП, расположенных за синхронизаторами, части деталей карданной передачи;  $I_5$  – оставшейся части деталей карданной передачи, части деталей раздаточной коробки, расположенных до межосевого дифференциала;  $I_6$  – оставшейся части деталей раздаточной коробки, ведущей части межосевого дифференциального механизма (корпуса дифференциала и сателлитов);  $I_7^n, I_7^3$  – центральной шестерни и эпицикла цилиндрического межосевого дифференциала для привода соответственно переднего и заднего мостов;  $I_8^n, I_8^3$  – фланцевых соединений карданной передачи и части распределенной массы карданного вала соответственно переднего и заднего мостов;  $I_9^n, I_9^3$  – деталей главной передачи, межколесного дифференциала соответственно переднего и заднего ведущих мостов;  $I_{10}^{nl}, I_{10}^{nn}, I_{10}^{zl}, I_{10}^{zn}$  – шестерен вала привода ведущих колес левого и правого бортов соответствующего ведущего моста;  $I_{11}^{nl}, I_{11}^{nn}, I_{11}^{zl}, I_{11}^{zn}$  – ведущих колес автомобиля;  $I_{12}$  – резинокордной оболочки колеса;  $I_{13}$  – условного маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля;  $I_p^n, I_p^3$  – картера переднего и заднего мостов при выкручивании.

## 2. Приведенные податливости:

$e_{2,3}$  – дисков сцепления, шлицевого соединения ступицы дисков сцепления с первичным валом КП, первичного и промежуточного валов КП и зубчатых зацеплений, расположенных до синхронизаторов;  $e_{4,5}$  – вторичного и выходного валов КП, карданной передачи и ее фланцевых соединений;  $e_{5,6}$  – валов, шлицевых и зубчатых зацеплений раздаточной коробки;  $e_{6,7^n,7^3}$  – цилиндрического межосевого дифференциала;  $e_{7,8}^n, e_{7,8}^3$  – карданного вала, его шлицевых и фланцевых соединений соответственно переднего и заднего мостов;  $e_{8,9}^n, e_{8,9}^3$  – вала-шестерни и зубчатых зацеплений главной передачи;  $e_{9^n,10^{nl},10^{nn}}, e_{9^3,10^{zl},10^{zn}}$  – межколесного симметричного дифференциала соответственно переднего и заднего

мостов;  $e_{10,11}^{nl}, e_{10,11}^{nn}, e_{10,11}^{zl}, e_{10,11}^{zn}$  - вала привода ведущих колес левого и правого бортов соответственно переднего и заднего мостов;  $e_{11,12}^{nl}, e_{11,12}^{nn}, e_{11,12}^{zl}, e_{11,12}^{zn}$  - шин ведущих колес;  $e_p^n, e_p^z$  – рессор переднего и заднего мостов на выкручивание.

### 3. Приведенные коэффициенты демпфирования:

$r_{2,3}$  - демпфера сцепления и шлицевого соединения ступицы дисков сцепления с первичным валом КП;  $r_{4,5}$  – шлицевого соединения каретки синхронизатора со вторичным валом КП, шлицевого соединения выходного вала КП, шлицевого соединения карданной передачи;  $r_{5,6}$  – шлицевого соединения муфты переключения ступеней со входным валом раздаточной коробки;  $r_{7,8}^n, r_{7,8}^z$  - шлицевого соединения ведущей и ведомой частей карданного вала соответственно переднего и заднего мостов;  $r_{8,9}^n, r_{8,9}^z$  - валов и соединений главной передачи;  $r_{10,11}^{nl}, r_{10,11}^{nn}, r_{10,11}^{zl}, r_{10,11}^{zn}$  - шлицевых соединений вала привода ведущих колес левого и правого бортов соответственно переднего и заднего мостов;  $r_{11,12}^{nl}, r_{11,12}^{nn}, r_{11,12}^{zl}, r_{11,12}^{zn}$  - шин ведущих колес переднего и заднего мостов;  $r_p^n, r_p^z$  – элементов подвески переднего и заднего мостов на выкручивание.

$r_1, r_2, r_3$  – обобщенные коэффициенты трения соответственно поршневой группы двигателя и моторного тормоза, ведущих элементов КП и вилки о муфту синхронизатора.

### 4. Элементы, расчленяющие динамическую систему:

$C_1$  – сухое фрикционное сцепление;  $C_2, C_3$  - синхронизаторы включения соответственно низшей и высшей передачи;  $C_4, C_5, C_6, C_7$  - сцепление в контакте шин ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия.

Механическая модель автомобиля, представленная расчетной динамической схемой на рис. 2.28, является детализированной и требует довольно сложного математического описания с большим количеством дифференциальных уравнений. Только для одного из 27 структурных состояний потребуется 59 дифференциальных уравнений. Поэтому с целью экономии машинного времени для анализа процес-



са переключения целесообразно иметь упрощенную имитационную модель меньшей степени сложности [145, с. 24].

Принимая допущение, что весовая нагрузка по бортам автомобиля распределяется равномерно, сцепление в контакте шин ведущих колес с дорогой одинаково, а трение в межколесных симметричных дифференциалах незначительно, можно считать, что расчетная схема на участках «центральные редукторы главных передач – ведущие колеса» является симметричной. Ее упрощение производится путем объединения параллельных ветвей на указанных участках [157, с. 126, рис.6.10, 164, с. 48]. При этом объединенные моменты инерции равны сумме соответствующих параметров параллельных ветвей, а результирующая жесткость сокращается вдвое.

С учетом вышесказанного, схема расчетной динамической модели автомобиля для анализа процесса переключения передач может быть представлена 13-и массовой колебательной системой (рис. 2.29) с дискретными упруго-инерционными параметрами (см. табл. 2.1 и 2.2).

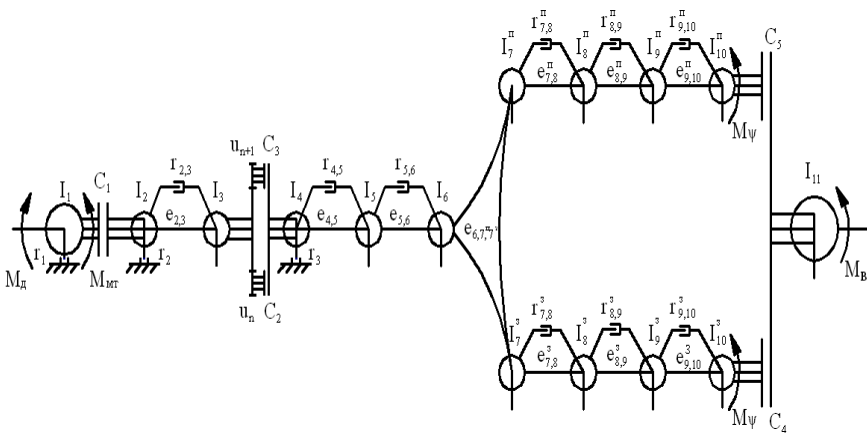


Рис. 2.29. Упрощенная схема динамической модели автомобиля

Таблица 2.1. Инерционные параметры динамической модели

$I_1$ , кгм <sup>2</sup>	$I_2$ , кгм <sup>2</sup>	$I_3$ , кгм <sup>2</sup>	$I_4$ , кгм <sup>2</sup>	$I_5$ , кгм <sup>2</sup>	$I_6$ , кгм <sup>2</sup>	$I_7^n$ , кгм <sup>2</sup>	$I_7^3$ , кгм <sup>2</sup>	$I_8^n$ , кгм <sup>2</sup>	$I_8^3$ , кгм <sup>2</sup>	$I_9^n$ , кгм <sup>2</sup>	$I_9^3$ , кгм <sup>2</sup>	$I_{10}^n$ , кгм <sup>2</sup>	$I_{10}^3$ , кгм <sup>2</sup>	$I_{11}$ , кгм <sup>2</sup>
2,5	0,15	0,11	0,02	0,05	0,08	0,22	0,22	0,20	0,20	1,44	1,44	0,08	0,08	373,7

Таблица 2.2. Уруго-диссипативные параметры динамической модели

$\epsilon_{2,3}$ , рад/Нм	$\epsilon_{4,5}$ , рад/Нм	$\epsilon_{5,6}$ , рад/Нм	$\epsilon_{6,7}$ , рад/Нм	$\epsilon_{7,8}$ , рад/Нм	$\epsilon_{8,9}$ , рад/Нм	$\epsilon_{9,10}$ , рад/Нм	$\Gamma_{2,3}$ Нм·с/рад	$\Gamma_{4,5}$ Нм·с/рад	$\Gamma_{5,6}$ Нм·с/рад	$\Gamma_{6,7,7}$ Нм·с/рад	$\Gamma_{7,8}$ Нм·с/рад	$\Gamma_{8,9}$ Нм·с/рад	$\Gamma_{9,10}$ Нм·с/рад
2,039E-5	2,669E-5	3,482E-5	2,1E-6	0,374E-4	1,1E-4	0,186E-4	1,41	2,13	2,95	1,18	6,50	12,5	89,86

При математическом описании разработанной динамической схемы автопоезда (см. рис. 2.29) использовался широко известный в классической механике принцип Д'Аламбера-Лагранжа [165, с. 95, ф-ла 7.6], позволяющий использовать инструментарий аналитической статики для разработки уравнений движения элементов механической системы. В частности, из ряда возможных способов получения дифференциальных уравнений, включая основной закон динамики относительного движения [166, с. 62, ф-ла 12.1], приоритет был отдан второму методу Лагранжа [167, с. 13-16], основная идея которого заключается в том, что движение системы исследуется в обобщенной системе координат. При этом моделям первого приближения для голономных динамических систем отвечают: потенциальная энергия системы в виде квадратичной формы обобщенных координат с постоянными коэффициентами, а также кинетическая энергия и диссипативная функция Релея рассматриваемой системы в виде квадратичных форм обобщенных скоростей с постоянными коэффициентами [165, с. 101, 167, с. 17-24].

К недостаткам предложенного метода исследования следует отнести тот факт, что формализм Лагранжа не содержит рекомендаций математического характера относительно рационального выбора обобщенных координат. В то же время от выбора этих координат при анализе сложных колебательных систем существенно зависит обзорность и вычислительная эффективность процедур исключения лишних координат при построении динамических моделей исследуемых систем.

Обобщив опыт белорусской научной школы в области исследования динамики мобильных машин [8, с. 251, 17, с. 308, 152, с. 171, табл. 4.10, 168, с. 208, ф-ла 5.2], а также изучив зарубежную литературу [156, с. 127-206] по моделированию переходных процессов в автоматизированных трансмиссиях, в качестве обобщенных координат были приняты угловые скорости инерционных масс и крутящие моменты в упругих звеньях. Такой выбор координат удобен тем, что при решении они являются конечным результатом счета.

При моделировании силовой агрегат автопоезда представляет собой логико-динамическую систему с переменной структурой, изменение которой происходит при включении-выключении любого из сцеплений  $C_1, C_2, C_3, C_4$  или  $C_5$ , расчленяющих динамическую систему (см. рис. 2.29). Следовательно, в данном случае традиционное описание каждого из структурных состояний динамической системы соответствующей системой дифференциальных уравнений является нецелесообразным, так как требует разработки излишне громоздкой подпрограммы вычислений правых частей. Поэтому на этапе разработки математической модели процесса переключения передач был использован аппарат гибридных функций  $L_i$  и прерывателей  $P_1$  [16, с. 46, ф-ла 2.32, 169, 170, 171, с. 64, ф-ла 3.1], ограничивающий область действия некоторой функции или уравнения в заданной области.

Таким образом, имитационная модель представлена одной системой (2.44) логико-дифференциальных уравнений Лагранжа II рода, не являющихся принципиально усложненными при анализе сложных динамических процессов с несколькими степенями свободы [165, с. 197], и вместе с тем являющимися «базовыми для исследования динамики механических систем с голономными связями» [167, с. 16].

- 1)  $\dot{\omega}_1 = (M_d - (M_{2,3} + Mr_{2,3})L_1P_1 - M_{cu} \cdot \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)L_2P_2 - M_{mt} - M_{mp}^{\partial} \text{sign } \omega_1) / (I_1 + I_2L_1)$ ;
- 2)  $\dot{\omega}_2 = (M_d \cdot L_1P_1 + M_{cu} \cdot \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)L_2P_2 - (M_{2,3} + Mr_{2,3}) - M_{mp}^{kn} \cdot \text{sign } \omega_2) / (I_2 + I_1L_1)$ ;
- 3)  $\dot{M}_{2,3} = (\omega_2 - \omega_3) / e_{2,3}$ ;  $Mr_{2,3} = (\omega_2 - \omega_3)r_{2,3}$ ;

- 4)  $\dot{\omega}_3 = (M_{2,3} + Mr_{2,3} - (M_{4,5} + Mr_{4,5}) / U_n \cdot L_3 - M_{cx1} \cdot \text{sign}(\omega_3 \cdot U_n - \omega_4) / U_n \cdot L_4 - M_{cx2} \cdot \text{sign}(\omega_3 \cdot U_{n+1} - \omega_4) / U_{n+1} \cdot L_6 - (M_{4,5} + Mr_{4,5}) / U_{n+1} \cdot L_5) / (I_3 + I_4 / U_n^2 \cdot L_3 + I_4 / U_{n+1}^2 \cdot L_5);$
- 5)  $\dot{\omega}_4 = ((M_{2,3} + Mr_{2,3}) \cdot U_n \cdot L_3 + (M_{cx1} \cdot \text{sign}(\omega_3 \cdot U_n - \omega_4) - M_{mp}^{6M} \cdot \text{sign} \omega_4) L_4 + (M_{cx2} \cdot \text{sign}(\omega_3 \cdot U_{n+1} - \omega_4) - M_{mp}^{6M} \cdot \text{sign} \omega_4) L_6 + (M_{2,3} + Mr_{2,3}) \cdot U_{n+1} \cdot L_5 - M_{4,5} + Mr_{4,5}) / (I_4 + I_3 \cdot U_n^2 \cdot L_3 + I_3 \cdot U_{n+1}^2 \cdot L_5);$
- 6)  $\dot{M}_{4,5} = (\omega_4 - \omega_5) / e_{4,5}; \quad Mr_{4,5} = (\omega_4 - \omega_5) \cdot r_{4,5};$
- 7)  $\dot{\omega}_5 = (M_{4,5} + Mr_{4,5} - (M_{5,6} + Mr_{5,6})) / I_5;$
- 8)  $\dot{M}_{5,6} = (\omega_5 - \omega_6) / e_{5,6}; \quad Mr_{5,6} = (\omega_5 - \omega_6) \cdot r_{5,6};$
- 9)  $\dot{\omega}_6 = (M_{5,6} + Mr_{5,6} - M_{6,7^n, 7^3} - M_T) / I_6;$
- 10)  $\dot{\omega}_7^n = (M_{6,7^n, 7^3} + M_T - (M_{7,8}^n + Mr_{7,8}^n)) / I_7^n;$
- 11)  $\dot{\omega}_7^3 = (M_{6,7^n, 7^3} + M_T - (M_{7,8}^3 + Mr_{7,8}^3)) / I_7^3;$
- 12)  $\dot{M}_{6,7^n, 7^3} = (\omega_6 - \omega_7^n - \omega_7^3) / e_{6,7^n, 7^3};$   

$$M_T = \mu (\omega_6 - \omega_7^n - \omega_7^3) \quad (2.44)$$
- 13)  $\dot{M}_{7,8}^n = (\omega_7^n - \omega_8^n) / e_{7,8}^n; \quad Mr_{7,8}^n = (\omega_7^n - \omega_8^n) \cdot r_{7,8}^n;$
- 14)  $\dot{\omega}_8^n = (M_{7,8}^n + Mr_{7,8}^n - (M_{8,9}^n + Mr_{8,9}^n)) / I_8^n;$
- 15)  $\dot{M}_{8,9}^n = (\omega_8^n - \omega_9^n) / e_{8,9}^n; \quad Mr_{8,9}^n = (\omega_8^n - \omega_9^n) \cdot r_{8,9}^n;$
- 16)  $\dot{\omega}_9^n = (M_{8,9}^n + Mr_{8,9}^n - (M_{9,10}^n + Mr_{9,10}^n)) / I_9^n;$
- 17)  $\dot{M}_{9,10}^n = (\omega_9^n - \omega_{10}^n) / e_{9,10}^n; \quad Mr_{9,10}^n = (\omega_9^n - \omega_{10}^n) \cdot r_{9,10}^n;$
- 18)  $\dot{\omega}_{10}^n = (M_{9,10}^n + Mr_{9,10}^n - 0,5 \cdot M_\Psi \cdot \text{sign} \omega_{10}^n - 0,5 \cdot M_\Phi \cdot \text{sign} (\omega_{10}^n - \omega_{11}) \times \times L_8 \cdot P_4) / (I_{10}^n + I_{11} \cdot L_7);$
- 19)  $\dot{M}_{7,8}^3 = (\omega_7^3 - \omega_8^3) / e_{7,8}^3; \quad Mr_{7,8}^3 = (\omega_7^3 - \omega_8^3) \cdot r_{7,8}^3;$
- 20)  $\dot{\omega}_8^3 = (M_{7,8}^3 + Mr_{7,8}^3 - (M_{8,9}^3 + Mr_{8,9}^3)) / I_8^3;$
- 21)  $\dot{M}_{8,9}^3 = (\omega_8^3 - \omega_9^3) / e_{8,9}^3; \quad Mr_{8,9}^3 = (\omega_8^3 - \omega_9^3) \cdot r_{8,9}^3;$

$$\begin{aligned}
22) \dot{\omega}_9^3 &= (M_{8,9}^3 + Mr_{8,9}^3 - (M_{9,10}^3 + Mr_{9,10}^3)) / I_9^3; \\
23) \dot{M}_{9,10}^3 &= (\omega_9^3 - \omega_{10}^3) / e_{9,10}^3; \quad Mr_{9,10}^3 = (\omega_9^3 - \omega_{10}^3) \cdot r_{9,10}^3; \\
24) \dot{\omega}_{10}^3 &= (M_{9,10}^3 + Mr_{9,10}^3 - 0,5 M_\Psi \cdot \text{sign} \omega_{10}^3 - 0,5 M_\Phi^3 \cdot \text{sign} (\omega_{10}^3 - \omega_{11}^3)) \times \\
&\quad \times L_{10} \cdot P_6 / (I_{10}^3 + I_{11} \cdot L_9); \\
25) \dot{\omega}_{11} &= ((M_{9,10}^n + Mr_{9,10}^n) L_7 P_3 + (M_{9,10}^3 + Mr_{9,10}^3) L_5 P_5 + 0,5 M_\Phi^n / \\
&\quad \cdot \text{sign} (\omega_{10}^n - \omega_{11}^3) \cdot L_8 P_4 + 0,5 M_\Phi^3 \cdot \text{sign} (\omega_9^3 - \omega_{10}^3) \cdot L_{10} P_6 - \\
&\quad - M_B \cdot \text{sign} \omega_{11}) / (I_{11} + I_{10}^n \cdot L_7 + I_{10}^3 \cdot L_9);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
L_1 &= \begin{cases} 1, & \omega_1 = \omega_2 \\ 0, & \omega_1 \neq \omega_2 \end{cases}; \quad L_2 = \begin{cases} 1, & \omega_1 \neq \omega_2 \\ 0, & \omega_1 = \omega_2 \end{cases}; \\
L_3 &= \begin{cases} 1, & \omega_3 \cdot U_n = \omega_4 \\ 0, & \omega_3 \cdot U_n \neq \omega_4 \end{cases}; \quad L_4 = \begin{cases} 1, & \omega_3 \cdot U_n \neq \omega_4 \\ 0, & \omega_3 \cdot U_n = \omega_4 \end{cases}; \\
L_5 &= \begin{cases} 1, & \omega_3 \cdot U_{n+1} = \omega_4 \\ 0, & \omega_3 \cdot U_{n+1} \neq \omega_4 \end{cases}; \quad L_6 = \begin{cases} 1, & \omega_3 \cdot U_{n+1} \neq \omega_4 \\ 0, & \omega_3 \cdot U_{n+1} = \omega_4 \end{cases}; \\
L_7 &= \begin{cases} 1, & \omega_{10}^n = \omega_{11} \\ 0, & \omega_{10}^n \neq \omega_{11} \end{cases}; \quad L_8 = \begin{cases} 1, & \omega_{10}^n \neq \omega_{11} \\ 0, & \omega_{10}^n = \omega_{11} \end{cases}; \\
L_9 &= \begin{cases} 1, & \omega_{10}^3 = \omega_{11} \\ 0, & \omega_{10}^3 \neq \omega_{11} \end{cases}; \quad L_{10} = \begin{cases} 1, & \omega_{10}^3 \neq \omega_{11} \\ 0, & \omega_{10}^3 = \omega_{11} \end{cases}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
P_1 &= 0,5 [1 + \text{sign}(M_{\text{cu}} - |(\dot{\omega}_2 \cdot I_2 + M_{2,3} + Mr_{2,3})|)]; \\
P_2 &= 0,5 [1 - \text{sign}(M_{\text{cu}} - |(\dot{\omega}_2 \cdot I_2 + M_{2,3} + Mr_{2,3})|)]; \\
P_3 &= 0,5 [1 + \text{sign}(M_\Phi^n - |(M_{9,10}^n + Mr_{9,10}^n + \dot{\omega}_{10}^n \cdot I_{10}^n)|)]; \\
P_4 &= 0,5 [1 - \text{sign}(M_\Phi^n - |(M_{9,10}^n + Mr_{9,10}^n + \dot{\omega}_{10}^n \cdot I_{10}^n)|)]; \\
P_5 &= 0,5 [1 + \text{sign}(M_\Phi^3 - |(M_{9,10}^3 + Mr_{9,10}^3 + \dot{\omega}_{10}^3 \cdot I_{10}^3)|)]; \\
P_6 &= 0,5 [1 - \text{sign}(M_\Phi^3 - |(M_{9,10}^3 + Mr_{9,10}^3 + \dot{\omega}_{10}^3 \cdot I_{10}^3)|)];
\end{aligned}$$

где  $\omega_i$ ,  $\dot{\omega}_i$  - соответственно угловые скорость и ускорение массы с моментом инерции  $I$  ( $i = 1 \dots 13$ );

$M_{i,i+1}$ ,  $\dot{M}_{i,i+1}$  - соответственно упругий момент и скорость изменения упругого момента в звене с податливостью  $e_{i,i+1}$ . ( $i = 1 \dots 8$ );

$M_{r_{i,i+1}}$  – демпфирующий момент в упругом звене с податливостью  $e_{i,i+1}$ ;

$L_b, P_j$  – соответственно функция предикат и прерыватели ( $i = 1 \dots 6, j = 1 \dots 6$ );

$U_n, U_{n+1}$  – передаточные числа соответственно низшей и высшей передачи в КП;

$M$  - моменты внешних сил, действующих на динамическую систему:  $M_d$  - крутящий момент двигателя;  $M_{mt}$  – тормозной момент моторного замедлителя;  $M_{mp}^d, M_{mp}^{kn}, M_{mp}^{em}$  - моменты трения поршневой группы ДВС и элементов моторного тормоза, элементов КП и сцепления, вилки о муфту синхронизатора;

$M_{сц}, M_{сх1}, M_{сх2}$  – моменты трения, развиваемые сухим фрикционным сцеплением и синхронизаторами КП;  $M_{\varphi}, M_b$  - приведенные моменты от сил суммарного дорожного сопротивления и от силы сопротивления воздуха;  $M_{\varphi}$  - приведенный момент сцепления движителя с дорогой.

При исследовании процесса переключения передач в транспортной машине, оборудованной дизельным двигателем со всережимным регулятором, вычисление обобщенных координат необходимо производить с учетом характеристик двигателя и конструктивных параметров топливоподающей аппаратуры [172, 173, с. 57, 174, с. 57]. Поэтому, математическая модель, представленная системой уравнений (2.44), должна быть дополнена дифференциальным уравнением, описывающим работу всережимного регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя [175, с. 39, ф-ла 2], выражением для определения предварительной затяжки пружины регулятора, дифуравнением связи координат перемещения муфты регулятора и рейки топливного насоса [171, с. 70, ф-ла 3.35, 176, с. 7] и уравнением, определяющим эффективный крутящий момент двигателя. После приведения перечисленных уравнений к виду, удобному для программирования на ЭВМ, последние записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_p &= V_p; \\ \dot{V}_p &= [A(Z_p) \cdot \omega_1^2 \cdot U_p^2 - C_p \cdot Z_p - E(\alpha_d) - \mu_{\varphi} \cdot V_p - \\ &\quad - F_p \cdot \text{sign} V_p] / m_p; \\ E(\alpha_d) &= E_0 + b_{\alpha} \cdot \alpha_d; \\ M_d &= M_d^0(\omega_1, Z_p) \cdot (1 - Z_p / Z_{p\max}) - (M_{\text{тд}}^0 - b_{\text{тд}} \cdot \omega_1) \end{aligned} \quad (2.45)$$

где  $A(Z_p)$  – инерционный коэффициент регулятора;  $\omega_1$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя;  $U_p$  – передаточное число регулятора;  $C_p$  – приведенная жесткость пружины регулятора;  $\mu_p$  – коэффициент жидкостного трения;  $F_p$  – сила сухого трения;  $m_p$  – приведенная масса регулятора;  $E(\alpha_d)$  – сила предварительной затяжки пружины регулятора;  $E_o$  – сила предварительного сжатия пружины регулятора;  $b_\alpha$  – коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора;  $\alpha_d$  – перемещение педали управления двигателем (рычага настройки регулятора);  $M_{m\partial}^0$  – постоянная составляющая тормозного момента двигателя;  $M_{\partial}^u(\omega_1, z_p)$  – предельное значение индикаторного момента на скоростной характеристике (положение рейки топливного насоса высокого давления при полной подаче топлива);  $M_d$  – эффективный момент двигателя;  $Z_p, Z_{p\max}$  – соответственно перемещение и максимальное перемещение муфты регулятора;  $V_p$  – скорость перемещения муфты регулятора.

Перемещение  $\alpha_d$  рычага настройки регулятора (рычага управления двигателем) из текущего положения  $\alpha_{\partial}^m$  в исходное (нулевое) или предельное (максимальное)  $\alpha_{\partial}^{\max}$  происходит по экспоненциальной зависимости за некоторое время  $t$ :

$$\begin{aligned} \alpha_{\partial}(t) &= \alpha_{\partial}^m \cdot \exp(-K_{\partial}^{6\text{бкЛ}} \cdot t) \\ \alpha_{\partial}(t) &= \alpha_{\partial}^{\max} \cdot (1 - \exp(-K_{\partial}^{6\text{К}} \cdot t)) \end{aligned} \quad (2.46)$$

где  $K_{\partial}^{6\text{бкЛ}}, K_{\partial}^{6\text{К}}$  – коэффициенты, определяющие темп перемещения органа управления двигателем, соответственно при тормозном и разгонном режимах;  $t$  – текущее время, с..

Тормозной момент  $M_{\text{мт}}$  моторного тормоза рассматривался как функция 2-х переменных: положения заслонки в выпускном трубопроводе  $\alpha_d$  и величины угловой скорости коленчатого вала двигателя [176, с. 6, ф-ла 4]:

$$M_{\text{мт}}(\omega_{\partial}, \alpha_{\text{мт}}) = M_{\text{мт}}^{\max}(\omega_{\partial}) \cdot K_{\text{мт}}(\alpha_{\partial}), \quad (2.47)$$

$$\text{где} \quad M_{mm}^{\max}(\omega_{\partial}) = M_{mm}^0 + b_{mm1} \cdot \omega_{\partial} \quad (2.48)$$

$$K_{mm}(\alpha_{mm}) = b_{mm2} \cdot \alpha_{mm} + b_{mm3} \cdot \alpha_{mm}^2 + b_{mm3} \cdot \alpha_{mm}^3, \quad (2.49)$$

где  $M_{mm}^{\max}(\omega_{\partial})$  – максимальное значение тормозного момента моторного тормоза;  $K_{MT}(\alpha_{MT})$  – переменный коэффициент, зависящий от величины создаваемого противодавления, то есть от степени перекрытия заслонкой выпускного трубопровода;  $M_{mm}^0$  – постоянная составляющая тормозного момента моторного тормоза;  $b_{MT1}$ ,  $b_{MT2}$ ,  $b_{MT3}$ ,  $b_{MT4}$  – постоянные коэффициенты.

Перемещение органа управления моторным тормозом (заслонки выпускного трубопровода)  $\alpha_{MT}$  из текущего положения  $\alpha_{mm}^m$  в нулевое или максимальное  $\alpha_{mm}^{\max}$  происходит за время  $t$  в соответствии с экспоненциальными выражениями:

$$\alpha_{mm}(t) = \alpha_{mm}^m \cdot \exp(-K_{mm}^{\text{выкл}} \cdot t) \quad (2.50)$$

$$\alpha_{mm}(t) = \alpha_{mm}^{\max} (1 - \exp(-K_{mm}^{\text{вкл}} \cdot t)),$$

где  $\alpha_{mm}^{\max}$ ,  $\alpha_{mm}^m$  – соответственно максимальное и текущее положение заслонки моторного тормоза;  $K_{mm}^{\text{выкл}}$ ,  $K_{mm}^{\text{вкл}}$  – коэффициенты, характеризующие темп перемещения заслонки моторного тормоза соответственно при его выключении и включении.

Момент трения сцепления, в предположении его изменения по экспоненциальной зависимости [22, 56, рис. 2, 157, рис. 9, 177, 178, с. 67, 179, с. 16], при включении-выключении сцепления находится из выражения:

$$M_{cy} = M_{\max} (1 - \exp(-\kappa_{cy}^{\text{вкл}} \cdot t)); \quad (2.51)$$

$$M_{cy} = M_{\max} \cdot \exp(-\kappa_{cy}^{\text{выкл}} \cdot t),$$

где  $M_{\max}$  – максимальный момент трения сцепления, Нм;  $\kappa_{cy}^{\text{вкл}}$ ,  $\kappa_{cy}^{\text{выкл}}$  – темпы соответственно включения и выключения сцепления,  $\text{с}^{-1}$ ;  $t$  – текущее время, с.



### 2.9.7. Результаты синтеза параметров алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией включаемых элементов

Обосновав выбор стратегии решения многокритериальной задачи, базируясь на элементах теории сложных систем, а также используя нормирование [151, с. 53, ф-ла 3.5, 180, с. 15] и масштабирование частных критериев оптимальности [135, с. 163, ф-ла 6.18, 142, с. 267, 150, с. 541, 181, с. 128], производим свертывание векторного критерия эффективности. В этом случае задача нахождения единственной компромиссной альтернативы, при заданном векторе предпочтений  $p$ , а также известных критериальных и параметрических ограничениях, сводится к виду:

$$\text{MIN} \left\{ \Phi(X) = \sum_{i=1}^U \rho_i \cdot [\varphi_i(X) - \varphi_i^*(X)] / [\varphi_i^{\max} - \varphi_i^*(X)] \right\} \forall X \in \bar{X}, \quad (2.52)$$

где  $\Phi(X)$  – интегральный критерий эффективности;

$\varphi_i^{\max}(X)$  – наибольшие значения минимизируемых целевых функций;

$\varphi_i^*(X)$  – оптимальное значение целевых функций;

$\rho_i$  –  $i$ -й элемент вектора весовых коэффициентов;

$$\sum_{i=1}^U \rho_i = 1; \quad \rho_i > 0. \quad (2.53)$$

Таким образом, формализация задачи синтеза параметров АПП предусматривает введение системы предпочтений экспериментатора на множестве значений каждого частного отклика, разработку количественной шкалы их важности и обобщение результатов в интегральный показатель качества с использованием нормирующих и масштабирующих преобразований.

Наиболее трудоемким является процесс выбора весовых коэффициентов, характеризующих предпочтение целевых функций друг перед другом. Формирование вектора предпочтений необходимо производить исходя из удовлетворения условий работоспособности технического объекта, цели оптимального проектирования и требований, налагаемых на объект в ходе его эксплуатации.

Анализ выбранных критериев эффективности (см. разд. 2.9.3) показал, что по условиям работоспособности важнейшими, без-

условно, являются работа  $L_{уд}$  и мощность буксования  $N_{уд}^{max}$  фрикционного сцепления, лимитирующие долговечность ее пар трения.

Не менее важным, с точки зрения цели оптимального проектирования, является время  $t_{рпм}$  разрыва потока мощности, влияющее не только на динамику движения и производительность транспортного средства, но и на плавность хода, нагруженность валопроводов и фрикционных элементов трансмиссии.

Тем не менее, целиком отдать предпочтение перечисленным критериям на шкале важности не представляется возможным. Это объясняется спецификой решаемой задачи и требованиями, предъявляемыми к техническому объекту в целом.

В частности, синтез параметров АПП производился применительно к трансмиссии грузового автомобиля. А это значит, что плавность процессов трогания и переключения передач (оценивается величиной  $\ddot{V}_a$ ), напрямую влияющая на комфортность условий нахождения водителя на рабочем месте в течение длительного времени и сохранность перевозимого груза во время движения, должна быть на достаточно высоком уровне: до  $50 \dots 80 \text{ м/с}^3$  – при трогании [8, с. 276, рис. 8.8, 127, с.23, 182, с. 53, табл. 170] и до  $30 \dots 40 \text{ м/с}^3$  – при переключении передач [10, с. 5, 39, с. 26, 175, 183, с. 94] (нижние границы для АТС с гидромеханической трансмиссией).

Кроме того, мировые тенденции развития автомобилестроения предусматривают снижение металлоемкости конструкций узлов и агрегатов колесных машин [13, 114, 184, 185]. Следовательно, такой фактор, как величина  $K_{дин}$  максимального динамического момента в трансмиссии, определяющий диаметр валопроводов, желательно свести к минимуму.

Учитывая вышеизложенные рассуждения, а также обработку результатов опроса ведущих специалистов Республики Беларусь в области исследования динамики переходных процессов (д.т.н., проф. Руктешеля О.С., д.т.н., проф. Альгина В.Б., к.т.н., доц. Молибошко Л.А) методом экспертных оценок, представляется целесообразным включить частные критерии по времени  $t_{рпм}$  разрыва потока мощности, удельным работе  $L_{уд}$  и мощности  $N_{уд}^{max}$  буксования сцепления в обобщенный отклик на равных правах с коэффициентом веса  $\rho = 0,25$ . Остальным частным критериям эффективности, а именно коэффици-

енту динамичности ( $K_{дин}$ ) и плавности хода ( $\ddot{V}_a$ ), присвоить соответственно коэффициенты веса  $\rho$  равные 0,15 и 0,1. То есть

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = 0,25; \quad \rho_4 = 0,15; \quad \rho_5 = 0,1 \quad , \quad (2.54)$$

что полностью удовлетворяет условиям (2.53).

В том случае, если предложенный подход к выбору весовых коэффициентов себя не оправдает, то есть после оптимизации значение какого-нибудь частного отклика, в результате конфликтности критериев, ухудшилось и не удовлетворяет поставленным требованиям, то необходимо пересмотреть ранги и повысить рейтинг важности при неудовлетворительном показателе качества.

В качестве управляемых параметров были приняты:

$t_1, t_3, t_5$  - время соответственно увеличения усилия механизма выключения на нажимном диске сцепления, перемещения педали управления двигателем и заслонки моторного тормоза до своего максимума;

$t_2, t_4, t_6$  - соответственно время уменьшения указанных параметров до своего минимума;

Значения параметрических и критериальных ограничений для анализа ППП взяты из ряда работ [16, с. 87, табл. 3, 17, с. 350, 128, 183, с. 105] и приведены в приложении Б.

При этом за начальное приближение принимались параметры АПП, воспроизводимые водителем средней квалификации (см. таблицу 2.4).

В качестве оптимальных значений  $\varphi_i^*(X)$   $i$ -й целевой функции принимаем нулевые (см. ф-лу 2.53). Тогда обобщенный критерий эффективности принимает вид:

$$\Phi = 0,25 \cdot \frac{t_{рпм}}{t_{рпм}^{max}} + 0,25 \cdot \frac{N_{y\delta}}{N_{y\delta}^{max}} + 0,25 \cdot \frac{L_{y\delta}}{L_{y\delta}^{max}} + 0,15 \cdot \frac{K_{дин}}{K_{дин}^{max}} + 0,1 \cdot \frac{\ddot{V}_a}{\ddot{V}_a^{max}} \quad . \quad (2.55)$$

Как уже упоминалось выше, данная задача решалась квазиградиентным методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью.

Результаты моделирования работы АМСУСА в процессе переключения на высшую передачу при оптимальных параметрах АПП представлены на рис. 2.30. Значения частных критериев эффектив-

ности процесса переключения на смежные высшую и низшую передачи сведены в табл. 2.3, а управляемые параметры, при которых они получены – в табл. 2.4. Динамика процесса оптимизации приведена в приложении Б.

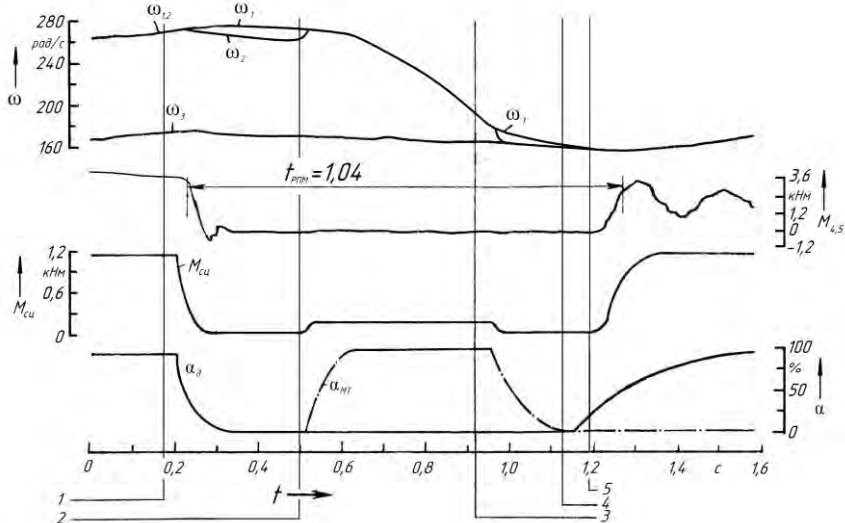


Рис. 2. 30. Результаты моделирования процесса переключения с 2-й на 3-ю передачу после оптимизации:

1 - сигнал на уменьшение подачи топлива и выключение сцепления; 2 – сигнал на частичное включение сцепления и моторного тормоза; 3 – сигнал на выключение моторного тормоза и сцепления с последующим включением высшей передачи; 4 – сигнал на увеличение подачи топлива; 5 – сигнал на полное включение сцепления;  $M_{45}$  - крутящий момент на полуоси;  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – угловые скорости соответственно ведущего и ведомого дисков сцепления;  $M_{сц}$  – предельные моменты трения сцепления;  $\alpha_{д}$ ,  $\alpha_{мт}$  – положение органов управления соответственно двигателем и моторным тормозом.

Полученные в ходе оптимизации параметры АПП являются эффективными точками, соответствующими области оптимального компромиссного решения, то есть множеству Парето [142, с. 266, 149, с. 31, 150, с. 536]. В общем случае, множеству Парето принадлежат точки пространства управляемых параметров  $X^* \in X$ , для которых справедливо неравенство

$$\Phi(X^*) = \sum_{i=1}^U \rho_i \cdot \varphi_i(X^*) \leq \Phi(X). \quad (2.56)$$

Таблица 2.3. Значения частных и обобщенного критериев эффективности

№	критерии эффективности	с 2 на 3 до оптимизации	с 2 на 3 после оптимизации	с 3 на 2 до оптимизации	с 3 на 2 после оптимизации
1	$N_{\max}, \text{Вт/см}^2$	2,315	1,664	1,658	1,345
2	$L_{y\delta}^{бук}, \text{Дж/см}^2$	0,289	0,197	0,193	0,145
3	$K_{\text{дин}}$	1,167	1,178	1,204	1,215
4	$\dot{V}_a, \text{м/с}^3$	29,438	34,179	36,751	37,973
5	$t_{\text{рпм}}$	1,376	1,042	1,075	0,809
6	$\Phi(X)$	0,814	0,660	0,672	0,577

Таблица 2.4. Результаты синтеза АПП

№	Управляемые параметры	с 2 на 3 до оптимизации	с 2 на 3 после оптимизации	с 3 на 2 до оптимизации	с 3 на 2 после оптимизации
1	$t_1, \text{с}$	0,375	0,153	0,375	0,449
2	$t_2, \text{с}$	0,150	0,100	0,150	0,100
3	$t_3, \text{с}$	0,40	0,497	0,40	0,392
4	$t_4, \text{с}$	0,20	0,162	0,20	0,234
5	$t_5, \text{с}$	0,15	0,120	-	-
6	$t_6, \text{с}$	0,15	0,184	-	-

Таким образом, оптимальность по Парето векторного критерия  $\Phi(X)$  означает невозможность его дальнейшего уменьшения ввиду конфликтности частных откликов: нельзя дальше уменьшать значение ни одного из частных критериев, не увеличивая хотя бы одного из остальных. Предложенный подход позволяет получить однозначное оптимальное компромиссное решение задачи выбора параметров алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией включаемых элементов.

Глобальность полученного решения (см. ф-лу 2.56) будет зависеть от того, находится ли начальное приближение по управляемым параметрам в окрестностях глобального экстремума исследуемой целевой функции. Точность нахождения экстремальных точек напрямую связана с формой поверхности отклика. Целевые функции, разработанные применительно к техническим объектам при оптимальном про-

ектировании, характеризуются довольно сложным рельефом поверхности. Последнее объясняется в первую очередь многомерностью функции цели.

Как показано в работах [142, с. 284, замечание 18.1, 186, с. 48], при использовании оптимизационных алгоритмов градиентного типа «овражность» поверхности целевой функции затрудняет процесс нахождения глобального экстремума, замедляя продвижение последовательности приближений. Очевидно, что нерационально выбранный исходный шаг поиска усугубляет положение, особенно в случаях, когда ось оврага расположена не вдоль направления приращений управляемых параметров.

Поэтому особое внимание при решении данной многокритериальной задачи уделялось выбору начального шага поиска [187]. Поскольку от его величины зависят многие параметры поиска, а именно надежность поиска, точность нахождения экстремальных точек, а также потери времени, необходимого на поиск решения поставленной задачи.

Учитывая вышеизложенное, для подтверждения оптимальности найденного решения (см. прил. Б и табл. 2.4) при начальном рабочем шаге поиска  $\gamma_0 = 0.5$  проводились дополнительные исследования, базирующиеся на варьировании величины  $\gamma_0$ . При этом установка нижней и верхней границ, а также величина приращения при вариации данного параметра производилась исходя из параметрических ограничений, области начального приближения, предшествующего опыта проектирования и интуиции. Результаты опытов приведены в табл. 2.5.

Анализ полученных результатов подтверждает предположение о влиянии величины начального рабочего шага на значение интегрального критерия эффективности.

При всех прочих равных условиях, при начальном шаге поиска, равном соответственно  $\gamma_0 = 0,5$ ,  $\gamma_0 = 0,6$ ,  $\gamma_0 = 0,7$ ,  $\gamma_0 = 0,8$ , интегральный критерий эффективности уменьшается по сравнению с начальным значением в среднем на 50 %. При других вариантах обобщенный отклик также имеет минимально возможное значение, но полученное решение не может считаться приемлемым, хотя и имеет статус оптимального.

Интересен тот факт, что выбор промежуточных значений начального рабочего шага ( $\gamma_0 = 0,55$ ,  $\gamma_0 = 0,65$ ), при которых целевая

функция должна бы иметь свой минимум, не приводит к ожидаемому результату (см. табл. 2.5), подтверждая тем самым гипотезу о сложности рельефа поверхности обобщенного отклика.

Таблица 2.5. Зависимость интегрального критерия от величины начального шага поиска

$\gamma_0$	$\Phi(X)$	Оптимальные параметры АПП						Частные критерии эффективности					$\Phi(X^*)$
		$x_{1, c^{-1}}$	$x_{2, c^{-1}}$	$x_{3, c^{-1}}$	$x_{4, c^{-1}}$	$x_{5, c^{-1}}$	$x_{6, c^{-1}}$	$N_{y\partial}^{\max}$ Вт/ см <sup>2</sup>	$L_{y\partial}^{\text{бук}}$ Дж/ см <sup>2</sup>	$K_{\text{дин}}$	$\ddot{V}_a$ м/с <sup>3</sup>	$t_{\text{рпм}}$ с	
0,2	0,814	13,69	22,09	4,72	18,21	24,21	16,22	2,309	0,263	1,179	35,157	1,311	0,805
0,4	0,814	15,57	27,99	6,85	18,6	24,74	16,13	2,106	0,254	1,169	32,195	1,249	0,761
0,5	0,814	19,61	30,00	6,04	18,52	25,00	16,30	1,664	0,197	1,178	34,179	1,042	0,660
0,6	0,814	20,28	30,00	5,87	17,88	24,91	16,39	1,621	0,187	1,171	35,383	1,051	0,654
0,7	0,814	16,49	28,99	6,21	18,49	25,00	17,21	1,816	0,241	1,152	27,190	1,198	0,703
0,8	0,814	16,13	26,46	6,30	18,50	24,80	16,12	2,015	0,246	1,157	26,019	1,156	0,716
0,9	0,814	13,36	27,32	6,31	18,66	24,90	15,43	1,982	0,265	1,162	33,274	1,219	0,751
1,0	0,814	17,02	28,91	6,49	18,60	24,02	15,94	1,997	0,239	1,179	31,851	1,193	0,734
0,55	0,814	18,54	29,03	6,20	18,43	24,18	16,13	1,733	0,202	1,175	36,992	1,097	0,685
0,65	0,814	19,92	29,04	5,83	18,39	24,91	17,01	1,611	0,191	1,17	37,113	1,101	0,668

Таким образом, проведенные исследования доказали рациональность выбора начального рабочего шага  $\gamma_0=0,5$  при решении поставленной многокритериальной задачи оптимизации. Параметры, полученные в результате синтеза АПП с центральной синхронизацией находятся в области глобального экстремума целевой функции и доставляют минимум интегральному критерию эффективности, улучшая все наиболее «весомые» значения частных откликов оптимизируемого процесса (см. табл. 2.3, 2.4, прилож. Б).

При переключении «вверх» время разрыва потока мощности при переключении передач сократилось на 24,27 % и составило  $t_{\text{рпм}}=1,042$  с; удельные работа и мощность буксования сцепления уменьшились на 31,83 % и 28,12 % соответственно, составив  $L_{y\partial}^{\text{бук}} = 0,197$  Дж/см<sup>2</sup> и  $N_{\text{max}} = 1,664$  Вт/см<sup>2</sup>; коэффициент динамичности увеличился на 0,94 % и составил  $K_{\text{дин}} = 1,178$ ; скорость изменения продольного ускорения автопоезда увеличилась на 16,1 % и составила  $\ddot{V}_a = 34,179$  м/с<sup>3</sup>. При этом обобщенный критерий эффективности уменьшился по сравне-

нию с ручным управлением водителем средней квалификации на 18,92 % и составил  $\Phi(X^*) = 0,66$  (по сравнению с начальным значением  $\Phi(X) = 0,814$ ), подтверждая тем самым оптимальность выбранных параметров.

Эффективность работы транспортного средства повысится при автоматизации процесса переключения передач. Полученные в ходе оптимизации АПП значения управляемых параметров использованы при проведении стендовых испытаний для программирования смарт-контроллера Ecomat 360 серии CR 2500, являющегося аппаратной основой автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом КамАЗ.



## **ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ АВТОМОБИЛЯ И ПРОВЕДЕНИЕ ПОЛУНАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА**

### **3.1. Технические требования к автоматизированной мехатронной системе управления силовым агрегатом**

На основании проведенного обзора мехатронных систем нового поколения, были сформулированы основные технические требования к проектируемой системе.

**Общие требования.** Автоматизированная мехатронная система управления силовым агрегатом, включающим дизельный двигатель с механической топливоподачей, сухое фрикционное сцепление и механическую коробку передач, должна быть разработана с возможностью интеграции в бортовую электронную сеть автомобиля, иметь модульную компоновку с открытой архитектурой и обеспечивать:

- трогание автомобиля с места в автоматическом режиме работы АМСУСА;
- маневрирование с низкими скоростями;
- автоматическое и командное переключение передач в механической 10-ти ступенчатой коробке с двухступенчатым делителем;
- выбор передачи после торможения или движения накатом.

Кроме того, проектируемая мехатронная система должна быть масштабируемой, иметь платформенную независимость и быть интероперабельной (возможность совместной работы) с компонентами других производителей [188].

Управление топливоподачей дизельного двигателя – автоматическое на всех режимах движения, включая переходные процессы. Для обеспечения отработки управляющих алгоритмов трогания, маневрирования и переключения передач, предусматривающих изменение топливоподачи ДВС независимо от задаваемого водителем положения педали «газа», механическая связь между педалью управления топливоподачей и рычагом настройки регулятора ТНВД должна быть разорвана (отсутствовать). Соответствие углов поворота рычага ТНВД и педали «газа» на всех режимах движения должен обеспечивать электронный блок управления двигателем.

Управление сцеплением при трогании автомобиля с места, маневрировании и переключении передач должно осуществляться автоматически. Для реализации аварийной функции должен быть предусмотрен независимый механический контур управления включением-выключением сцепления.

При маневрировании используется только I-я передача и передача заднего хода. Включение передачи – автоматическое (при установке поворотного переключателя в положение «Маневрирование вперед» или «Маневрирование назад»). В процессе маневрирования переключение передач не производится.

Переключение передач в основной коробке, а также включение прямой и повышающей ступени делиителя должны происходить автоматически с использованием алгоритма центральной синхронизации для выравнивания угловых скоростей включаемых элементов основной КП.

Управление переключением передач должно быть адаптивным и учитывать изменения характеристик исполнительных механизмов, объектов управления и условий эксплуатации транспортного средства.

По климатическим условиям элементы системы должны изготавливаться в общеклиматическом исполнении «О» 1-й категории [189, с. 8, табл. 3], выдерживать воздействия вибрационных и ударных нагрузок [190, с. 8, табл. 4] (аналогично изделиям, устанавливаемым на раме автомобиля).

Степень защиты оборудования от внешних воздействий, в частности пылепроникновения и воды, должна соответствовать коду IP 67 [191, с. 11, табл. 2, с. 13, табл. 3].

Номинальное напряжение питания потребителей тока должно выбираться из нормативного ряда [189, с. 4], соответствовать напряжению бортовой сети автомобиля (24 В) и удовлетворять требованиям, указанным в работе [189].

Штатные датчики и электронные блоки управления проектируемой системы должны соответствовать функциональному классу А [192, с. 3], выдерживать перенапряжение в бортовой сети [192, с. 5, табл. 3], в том числе подключение аккумуляторной батареи обратной полярности [189, с. 6]. Охлаждение электронных модулей – естественное.

Рабочий режим должен соответствовать продолжительному номинальному классу S1 [189, с. 4].

По всем не оговоренным требованиям элементы системы должны соответствовать требованиям стандарта ГОСТ 15150-00 [189].

Возникновение неисправностей и сбоев в работе системы при движении не должно приводить к возникновению аварийной ситуации или поломке узлов силового агрегата автомобиля.

Срок службы системы должен быть больше или равен сроку службы силового агрегата транспортного средства, на который она устанавливается.

Все органы управления и датчики системы, по мере возможности, должны быть бесконтактными.

**Требования к оснащению органами управления.** Управление АМСУСА обеспечивается водителем с помощью следующих органов:

- селектора выбора режимов движения («нейтраль», «вперед», «назад», автомат/ручное, и т.д.);
- рычага принудительного переключения «вверх/вниз» (возможен вариант совмещения с селектором);
- педали управления топливоподачей, оснащенной датчиками, позволяющими отслеживать ее угловое перемещение и инициировать включение режима «kick-down»;
- поворотного переключателя режима маневрирования «вперед/назад»;

**Требования к информационной системе.** В системе должны быть установлены датчики:

- частоты вращения коленчатого вала двигателя, промежуточного и выходного валов коробки передач;
- положения педали управления двигателем и рычага регулятора ТНВД;
- положения рычага выключения сцепления;
- положения селектора режимов движения и поворотного переключателя «маневрирование».
- положения штоков основной КП и штока ИМ делителя;
- срабатывания вспомогательной тормозной системы;
- давления в контуре рабочей тормозной системы.

**Требования к оснащению исполнительными механизмами и индикацией.** Система должна быть оснащена следующими исполнительными механизмами управления:

- топливоподачей двигателя (в том числе прекращением подачи и остановом двигателя);
- вспомогательной тормозной системой;
- сухим фрикционным сцеплением;
- механическими основной и дополнительной КП.

Система должна быть оборудована световой индикацией аварийных режимов, ЖКИ-монитором и звуковой сигнализацией (зуммером).

Селектор режимов движения должен иметь световую индикацию и подсветку.

**Требования к управлению двигателем и вспомогательной тормозной системой.** Электронная система должна обеспечивать управление двигателем:

- по положению педали подачи топлива;
- независимо от положения педали подачи топлива по рассогласованию частот вращения промежуточного и выходного валов КП;
- по рассогласованию частот вращения двигателя и выходного валов КП.

Вспомогательная тормозная система должна иметь два независимых контура управления:

- со стороны водителя при движении в командном режиме АМСУСА.
- со стороны ЭБУ при движении в автоматическом режиме для реализации центральной синхронизации при переключении передач.

**Требования к управлению сцеплением.** Включение-выключение сцепления должно происходить автоматически в результате срабатывания исполнительного механизма при подаче сигнала от ЭБУ на электромагнитный клапан (или комбинацию клапанов). При этом темп включения сцепления, определяющий интенсивность трогания автомобиля с места, должен задаваться положением и характером перемещения педали подачи топлива. А электронная цепь управления сцеплением должна иметь обратную связь для обеспечения приемлемых энергетических и динамических показателей нагрузки фрикционного узла.

Исполнительный механизм сцепления – пневматический, диафрагменного или поршневого типа.

**Требования к управлению коробкой передач.** Выбор штока и включение передачи в основной КП должен осуществлять исполни-

тельный механизм (пневмо- или гидроцилиндры с камерами поршневого или диафрагменного типов), интегрированный в крышку КП или устанавливаемый непосредственно на штоки КП. ИМ должен обеспечивать установку нейтрали и переключение передач как в прямом, так и в обратном порядке (в том числе через одну или несколько ступеней) по командам электронного блока АМСУСА.

В качестве исполнительного механизма делителя должен, по возможности, использоваться штатный пневмоцилиндр включения прямой и повышающей (понижающей) ступени, управляемый по командам электронного блока АМСУСА.

Для идентификации номера включенной передачи и определения включенного положения делителя исполнительные механизмы основной и дополнительной КП должны быть оснащены датчиками положения или концевыми выключателями.

**Требования к органам управления.** Усилие на рукоятке селектора режимов движения для его перемещения в любое положение, включая крайнее боковое, должно быть не более 15-25 Н.

Селектор должен быть оборудован запорным устройством, исключающим самопроизвольное или случайное перемещение рукоятки в другую позицию.

Рычаг селектора при переключении ступеней в командном режиме должен возвращаться в исходное положение после прекращения воздействия на него.

Другие органы управления представляют собой переключатели контактного типа и кнопки на их основе.

**Требования к электронному блоку.** Напряжение питания ЭБУ должно находиться в пределах возможности бортовой сети автомобиля (12 или 24 В).

Современные информационно-управляющие системы, имеющие модульную структуру построения [193], должны обеспечивать реализацию сложных алгоритмов управления, мониторинг процессов в реальном масштабе времени, перераспределение информационных потоков в случае выхода из строя основной коммуникационной линии (шины), а также иметь возможность интеграции в локальную электронную сеть транспортного средства [194]. Исходя из чего ЭБУ АМСУСА должны иметь характеристики не хуже нижеприведенных:

- минимум два CAN интерфейса;

- последовательный интерфейс RS 232;
- минимум 12 портов ввода/вывода аналоговой и цифровой информации (причем не менее 2 выходов с максимальной нагрузкой на канал в 2... 4А и возможностью генерации сигнала с широтно-импульсной модуляцией);
- тактовая частота процессора не менее 10 МГц;
- разрядность не менее 16 бит;
- программную флэш-память (programm memory) не менее 160Кб;
- объем ОЗУ (SRAM, оперативная память) не менее 512 Кб;
- объем флэш-памяти и EEPROM (электрически стираемая программируемая память только для чтения) не менее 32 и 2 Кб соответственно;

Питающая и выходная управляющая цепи контроллера должны быть отдельными и иметь предохранители, рассчитанные на суммарную токовую нагрузку каналов не менее 16 А.

Помимо вышперечисленного, электронные блоки управления должны:

- бесперебойно работать в широком диапазоне температур от - 40...+90°С;
- стабильно работать при механических нагрузках (вибрациях);
- стабильно работать при пуске от недостаточно заряженной аккумуляторной батареи (включая холодный пуск двигателя);
- стабильно работать при колебаниях напряжения бортовой сети;
- иметь возможность обрабатывать аналоговые, цифровые и импульсные входные сигналы;
- иметь возможность генерировать, помимо цифровых сигналов, выходные сигналы с широтно-импульсной модуляцией (с частотой не менее 200 Гц);
- быть электромагнитно совместимы с другими приборами бортового электрооборудования;
- обладать стойкостью к агрессивным средам (влажность, воздействие масла и топлива, солевой туман).

**Требования к коммуникационной сети.** Сеть должна быть спроектирована согласно нормативным требованиям международного стандарта МЭК 61508-5 [195] и обладать следующими свойствами:

- специальным конструктивным исполнением, обеспечивающим защиту от пыли, влаги, вибрации, ударов;
- широким диапазоном рабочих температур (от -40 до +70 °С);

- повышенной прочностью кабеля, изоляции, разъемов, элементов крепления;
- повышенной устойчивостью к воздействию электромагнитных помех;
- возможностью резервирования для повышения надежности;
- повышенной надежностью передачи данных;
- возможностью самовосстановления после сбоя;
- детерминированностью (определенностью) времени доставки сообщений;
- возможностью работы в реальном времени (с малой, постоянной и известной величиной задержки);
- каждому сообщению (а не устройству) устанавливается свой приоритет;
- гарантированной величиной паузы между двумя актами обмена;
- гибкостью конфигурирования и возможностью модернизации системы;
- широковещательным приемом сообщений с синхронизацией времени;
- непротиворечивостью данных на уровне всей системы;
- допустимостью нескольких ведущих устройств в сети ("многomasтерная сеть");
- способностью к обнаружению ошибок и сигнализации об их наличии;
- автоматическим повтором передачи сообщений, доставленных с ошибкой, сразу, как только сеть станет свободной;
- автоматическим различением сбоев и отказов с возможностью автоматического отключения отказавших модулей.

Топология проектируемой сети – шинная. Протоколы обмена данными – CANOpen стандарта CiA (CAN in Automation) [196] и SAE J1939 [81].

***Требования к устройству индикации и сигнализации.*** Устройство индикации и сигнализации должно отображать режим работы системы, номер включенной передачи, давление рабочего тела, инициировать подсказку водителю о возможности переключения на смежные передачи в командном режиме управления, предупреждать о некорректных действиях, сигнализировать о сбоях в работе системы и аварийных ситуациях.

**Требования к датчикам.** Частотные датчики должны устанавливаться напротив зубчатых венцов маховика коленчатого вала двигателя, шестерен промежуточного и выходного валов КП, иметь прямоугольную форму импульсного сигнала амплитудой равной напряжению бортовой сети транспортного средства при прохождении его у чувствительного элемента зуба. Датчики должны обеспечивать частотный диапазон от 0 до 5000 Гц.

Датчики положений должны обеспечивать весь диапазон изменений положений с погрешностью не более 1%. Напряжение питания, по возможности, – 24 В.

Датчики определения конечных положений, по возможности, бесконтактные с выдачей сигнала прямоугольной формы амплитудой равной напряжению бортовой сети транспортного средства.

Датчик давления в контурах рабочей тормозной системы – аналоговый, тензорезистивный, с основной погрешностью не более 0,5 % от диапазона измерения. Диапазон рабочих температур от -40...150 °С. Напряжение питания – 24 В. Устанавливается в верхнюю или нижнюю секции тормозного крана.

Датчик давления в контуре вспомогательной тормозной системы – цифровой, по возможности, штатный.

### **3.2. Испытательный стенд и контрольно-измерительная аппаратура**

Используя накопленный опыт белорусской научной школы в проектировании автоматизированных систем управления трансмиссией [8, 14, 17, 45, 65, 66, 100, 197, 198, 199, 200], а также с учетом разработанных технических требований специалисты кафедры «Автомобили» автотракторного факультета БНТУ разработали, создали и оснастили контрольно-измерительной аппаратурой испытательный стенд [201] для отладки автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом большегрузного автомобиля. Монтаж стенда был осуществлен в стендовом зале 2-го учебного корпуса БНТУ, являющегося лабораторной базой кафедры «Автомобили». Внешний вид испытательного стенда представлен на рис. 3.1.

Принципиальная схема стенда изображена на рис. 3.2. Стенд инерционный, разомкнутого типа, включает силовой агрегат, маховую массу, порошковый электромагнитный тормоз (ПЭТ), пневматическую питающую часть и информационно-управляющую систему (ИУС).





Рис. 3.1. Общий вид стенда с АМС управления силовым агрегатом

Силовой агрегат состоит из дизельного двигателя КамАЗ–740 со свободным впуском, сухого двухдискового фрикционного сцепления, 10-ступенчатой коробки передач КамАЗ–14 с двухступенчатым делителем.

Двигатель имеет механическое управление топливоподачей. Рычаг регулятора частоты вращения топливного насоса высокого давления (ТНВД) перемещается пневматическим силовым цилиндром 7 (см. рис. 3.2). Соответствие угла поворота рычага и положения педали подачи топлива обеспечивается контроллером ДВС с помощью пропорционального клапана 9 и датчиков 5, 20.

В качестве исполнительного механизма привода сцепления использована тормозная пневмокамера 30 среднетоннажного грузового автомобиля МАЗ 4370. Управление сцеплением осуществляется при помощи пропорционального электромагнитного клапана 28.

На случай возможного отказа электроники, отсутствия или утечки энергоносителя в системе, имеется дублирующий гидравлический привод сцепления, включающий педаль с гидроцилиндром и штатный пневмогидроусилитель 29. Резервирование позволяет кардинально повысить надежность автоматизированной системы путем реализации аварийной функции по управлению фрикционным сцеплением, что является необходимым условием при установке системы на автомобиль [86, 89, 90, 91, 202, с. 41].

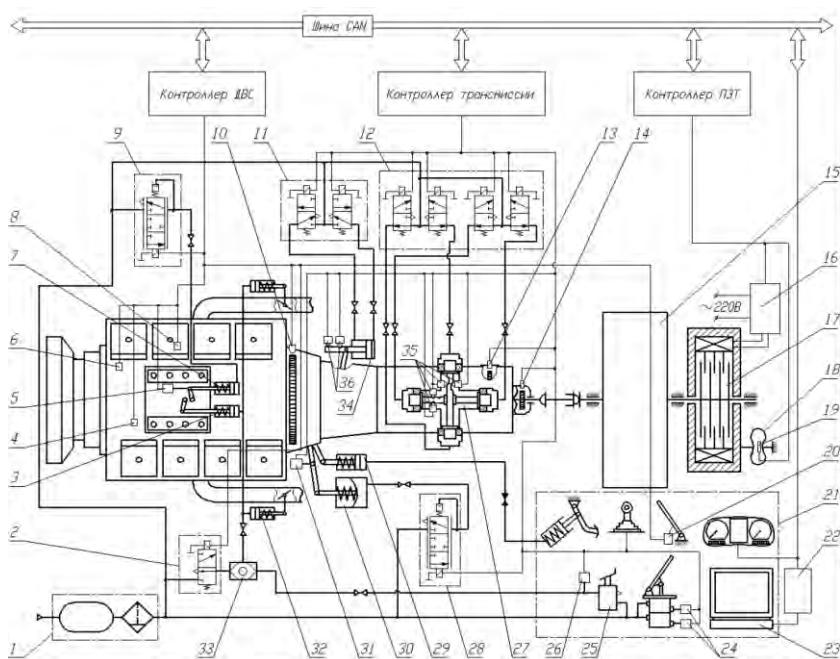


Рис. 3.2. Принципиальная схема стенда АМСУСА:

1 – питающая часть пневмопривода; 2 – клапан управления моторным тормозом и выключением подачи топлива; 3, 7, 32 – исполнительные механизмы топливоподачи и моторного тормоза; 4, 6 – датчики температуры; 5, 20, 31 – датчики перемещения; 8, 24, 26 – датчики давления; 9, 28 – пропорциональные клапаны управления топливоподачей ДВС и сцеплением; 10, 13, 14 – датчики частоты вращения; 11, 12 – клапаны управления исполнительными механизмами КП; 15 – маховая масса; 16 – блок управления ПЭТ; 17 – ПЭТ; 18 – скоба динамометрическая; 19 – датчик деформации скобы; 21 – пульт управления стендом; 22 – CAN-адаптер; 23 – ПК; 25 – клапан включения моторного тормоза; 27, 34 – исполнительный механизм основной КП и делителя; 29, 30 – элементы дуплексного привода сцепления; 33 – двухмагистральный клапан; 35, 36 – концевые выключатели

Коробка передач оборудована исполнительным механизмом 27 переключения передач с пневматическим приводом. Блок 12 двухпозиционных электромагнитных клапанов управляет наполнением полостей силовых цилиндров исполнительного механизма. Выбор и включение передачи происходят за счет сброса давления воздуха в соответствующих полостях. Установка нейтрали обеспечивается подачей воздуха во все полости силовых цилиндров при обесточенных клапанах. Переключение ступеней делителя осуществляется клапанами 11 и двухпозиционным пневмоцилиндром 34.

Управление моторным тормозом и останов двигателя производится клапаном 25, подающим сжатый воздух через двухмагистральный клапан 33 в пневмоцилиндры 32 управления заслонкой моторного тормоза и пневмоцилиндр 3 выключения подачи топлива. Моторный тормоз также используется при переключении на высшую передачу для выравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов КП. В этом случае сжатый воздух в пневмоцилиндры подается через электромагнитный клапан 2.

Управление стендом осуществляется оператором с пульта управления 21. На пульте, имитирующем рабочее место водителя, расположены органы управления узлами стенда и контрольные приборы, позволяющие следить за состоянием двигателя, сцепления, коробки передач, порошкового тормоза и АМСУСА.

Имитация сопротивления движению автомобиля осуществляется порошковым электромагнитным тормозом 17, имеющим автономное охлаждение [203, с. 56]. Обмотки электромагнитного тормоза питаются от сети переменного тока через блок управления 16. Блок управления включает в себя трансформатор, двухполупериодный мостовой выпрямитель и транзисторный ключ. Тормозной момент регулируется автоматически при подаче ШИМ-сигнала от контроллера ПЭТ на управляющий вход транзистора. Деформация динамометрической скобы 18, пропорциональная развиваемому тормозному моменту, фиксируется тарированным датчиком 19, что позволяет ввести обратную связь в системе управления ПЭТ. Моментная характеристика порошкового тормоза изменяется в зависимости от скорости вращения маховой массы, задаваемой величины дорожного сопротивления и давления в контурах рабочей тормозной системы.

Габаритные и установочные размеры испытательного стенда, а также компоновка дополнительного оборудования, узлов и агрегатов автомобиля на испытательном стенде показана на рис. 3.3. Технические данные отдельных узлов и агрегатов экспериментального комплекса, а также основные характеристики использованных контрольно-измерительных приборов приведены в приложении А (табл. А1 и А2).

### **3.3. Обоснование выбора исполнительных механизмов АМСУСА**

На испытательном стенде в качестве рабочего тела для исполнительных механизмов управления двигателем, моторным тормозом,

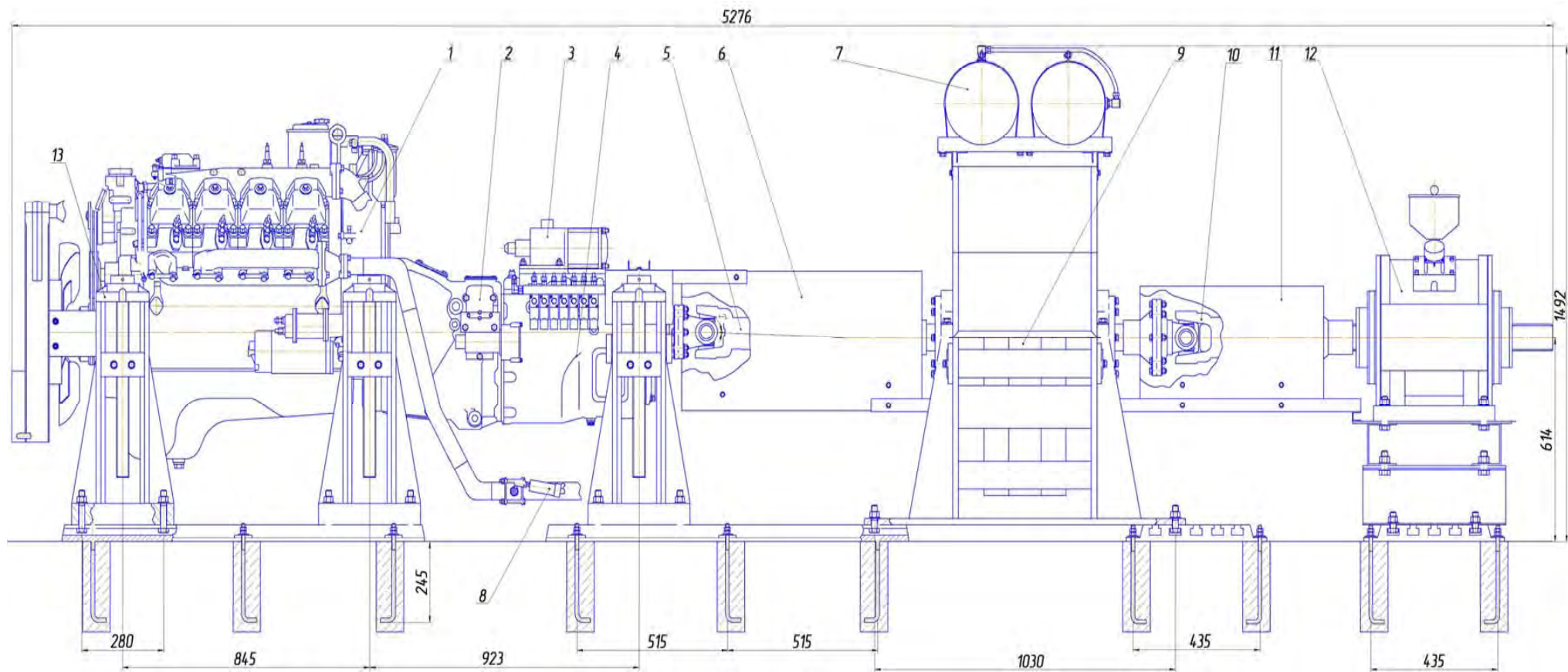


Рис. 3.3. Основные габаритные размеры и компоновка узлов и агрегатов испытательного стенда:

1 – двигатель внутреннего сгорания КамАЗ 740 с навесным оборудованием; 2 – картер фрикционного сцепления и делителя; 3 – исполнительный механизм выбора и включения передачи основной КП; 4 – коробка передач КамАЗ-14; 5,10 – карданная передача; 6, 11 – защитные кожухи; 7 – ресиверы питающей части пневмопривода (2 шт. по 20 л); 8 – выпускная система с исполнительным механизмом моторного тормоза; 9 – инерционные диски маховой массы со станиной; 12 – электромагнитный порошковый нагрузочный тормоз ПТ-250М; 13 – опоры регулируемые винтовые с подушками (6 шт.)

сцеплением и коробкой передач использовался сжатый воздух. Воздух, в отличие от жидкости, сжимаем и, поэтому ввиду непредсказуемости поведения, «тонкое» управление пневматическими исполнительными механизмами затруднено. Однако проблема управления пневматическими исполнительными механизмами уже решена рядом ведущих автомобильных концернов, специализированных фирм и корпораций, входящих в состав стран, так называемого, технологического ядра и первого технологического круга [204]: Daimler-Chrysler Cor. (Германия-США), ZhanradFabric Friedrichscafen AG (Германия), EatonCor. (США), Volvo Cor. (Швеция). Причина заключается в том, что пневматика обладает определенными преимуществами: не нужен дополнительный источник рабочего тела на борту, невысокие давления, возможность компенсации утечек, возможность использования штатных пневмоаппаратов тормозной системы.

Кроме того, немаловажную роль сыграло повышение технического уровня и, как следствие, технических возможностей электронных компонентов. Современные смарт-контроллеры программируются на языках высокого уровня, имеют достаточное количество портов ввода-вывода, могут генерировать модулированный широтно-импульсный сигнал напряжения с нагрузкой по току до 4 А на один канал, имеют возможность обрабатывать заложенные в программное обеспечение алгоритмы интегрального, дифференциального или интегрально-дифференциального регулирования. Усовершенствовалась конструкция и улучшились технические характеристики пропорциональных электромагнитных клапанов, в том числе пневматических. Пневматические пропорциональные ЭМК могут работать как по давлению, так и по потоку энергоносителя [205].

Все это в совокупности позволяет решить проблему управления исполнительными механизмами на качественно новом уровне с использованием пневматики.

Немаловажным является и тот факт, что в качестве исполнительного механизма управления коробкой передач использовался поршневой пневматический механизм переключения [206], разработанный в Проблемной научно-исследовательской лаборатории автомобилей БПИ – БППА. Данный механизм устанавливается на крышку коробки передач КамАЗ-14 без дополнительной доработки конструкции. Данное обстоятельство также повлияло на выбор энергоносителя в системе, поскольку

спроектировать и изготовить исполнительный механизм в условиях острой нехватки денежных средств не представлялось возможным.

Таким образом, рабочим телом для силовых цилиндров привода рычага ТНВД, сцепления, выбора штока и включения передачи в основной коробке и дополнительном редукторе является сжатый воздух.

Помимо компрессора, регулятора давления и 2-х ресиверов объемом по 20 л каждый, в состав пневматической питающей части 1 стенда (см. рис. 3.2) включен штатный влагомаслоотделитель, защищающий подвижные прецизионные части электромагнитных клапанов 2, 9, 11, 12 и 28 от попадания конденсата и масляных фракций, содержащихся в подготовленном воздухе.

### **3.3.1. Исполнительный механизм управления двигателем и моторным тормозом**

На испытательном стенде установлен дизельный двигатель КамАЗ-740 с механической топливоподачей и свободным впуском (см. прил. А, табл. А1).

При разработке мехатронной системы рассматривались различные варианты исполнения автоматизированного привода управления дизельным двигателем: электрический, гидравлический, пневматический. Предпочтение было отдано пневматическому приводу в связи с наличием данного источника энергии на борту автомобиля (компрессора), простотой компоновки элементов привода, возможностью использования серийно выпускаемых промышленностью компонентов (пневмоцилиндров, клапанов и др.).

Двигатель оснащен исполнительным механизмом, включающим пневматический пропорциональный электромагнитный клапан серии VEP-3121 японской корпорации SMC (рис. 3.4) и силовой пневматический цилиндр C85N20-40S одностороннего действия (рис. 3.5), установленный на корпусе ТНВД.



Рис. 3.4. Пропорциональный электромагнитный клапан SMC VEP3121-1

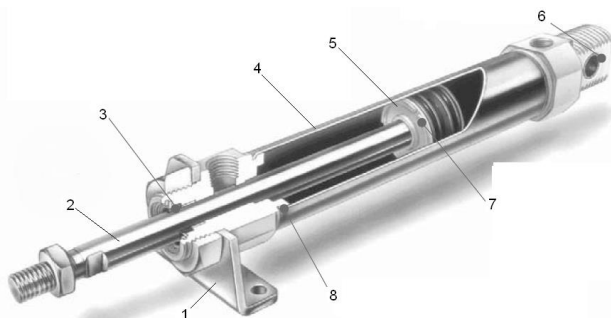


Рис. 3.5. Конструктивное исполнение пневмоцилиндра C85N20-40S:

1 – кронштейн крепления пневмоцилиндра; 2 – шток; 3 – маслоотражательное кольцо; 4 – гильза; 5 – поршень; 6 – бронзовая втулка шарнирной опоры; 7 – поршневое уплотнительное кольцо специального исполнения (с минимальным трением); 8 – герметичное завальцованное соединение гильзы и крышки

Шток пневмоцилиндра 6 шарнирно соединен с рычагом 3 регулятора ТНВД (см. рис. 3.6). Геометрические параметры силового цилиндра привода рычага регулятора ТНВД должны обеспечивать устойчивую работы системы топливоподдачи при давлении воздуха в пневмосистеме 0,65 ... 0,7 МПа и перекрывать угол поворота рычага регулятора по параметру хода штока цилиндра.

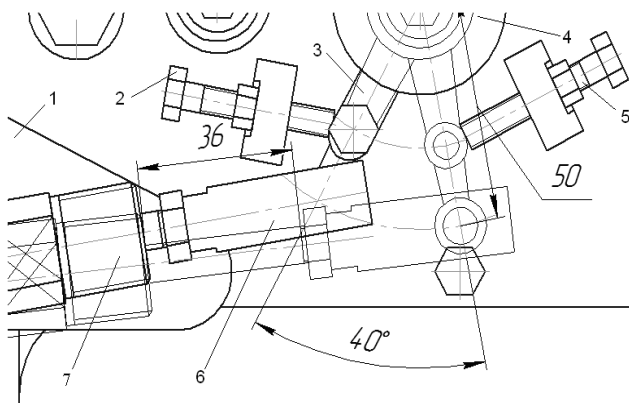


Рис. 3.6. Чертеж к определению хода штока силового цилиндра:

1 – кронштейн крепления пневмоцилиндра; 2, 5 – винты ограничения соответственно минимальных и максимальных оборотов двигателя с контргайками; 3 – рычаг регулятора ТНВД; 4 – датчик положения; 6 – наконечник штока поршня пневмоцилиндра с шарниром; 7 – силовой пневмоцилиндр

На работающем двигателе с помощью динамометра была определена сила  $F_p$ , которую необходимо приложить к рычагу регулятора для его перемещения в крайнее правое положение, соответствующее максимальным оборотам двигателя. Она составляет  $F_p = 120$  Н.

Площадь  $S_n$  поршня силового цилиндра и его диаметр  $d_n$  были определены исходя из величины минимального давления в пневмосистеме (соответствует рабочему давлению пропорционального клапана при максимальной силе тока в катушке, см. рис. 3.9) и силы  $F_p$ , которую необходимо приложить к рычагу регулятора:

$$S_n = \frac{F_p}{P_{\min}} = \frac{120}{0,65} = 184,62 \text{ мм}^2 ;$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot S_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 184,62}{3,14}} = 15,34 \text{ мм}.$$

Исходя из того, что угол поворота рычага регулятора составляет  $40^\circ$ , с помощью геометрических построений (см. рис. 3.6), было определено, что хода штока силового цилиндра  $h=40$  мм достаточно, чтобы перекрыть этот диапазон.

Таким образом, выбранный силовой цилиндр C85N20-40S по своим техническим характеристикам (см. табл. А2 приложения А) соответствует рассчитанным параметрам.

Пропорциональный электромагнитный клапан VER3121-1 (рис. 3.4), предназначен для непрерывного пропорционального управления давлением воздуха в рабочей полости силового цилиндра с помощью электрического сигнала. Управление пропорциональным клапаном осуществляется ЭБУ на основе широтно-импульсной модуляции.

Устройство пропорционального электромагнитного клапана представлено на рис. 3.7, а его техническая характеристика приведена в приложении А (см. табл. А2).

Давление на выходе клапана регулируется изменением степени открытия золотника 3 (рис. 3.7) путем сопоставления силы  $F_1$  (см. рис. 3.8), создаваемой управляющим электромагнитом 2 (рис. 3.7) и действующей на левый торец золотника, и суммарной силы  $F_2$  противодействующей пружины 5 и выходного давления, приложенных к правому торцу золотника.



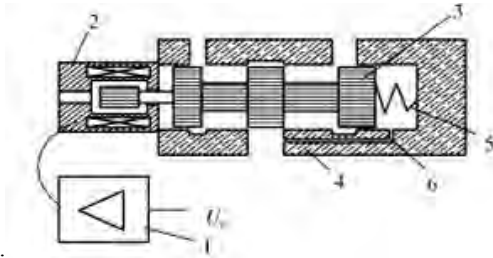


Рис. 3.7. Устройство ПЭМК давления SMC VER3121-1:

1 – управляющая цепь, 2 – пропорциональный электромагнит, 3 – золотник, 4 – корпус клапана, 5 – пружина, 6 – пневматическая цепь обратной связи

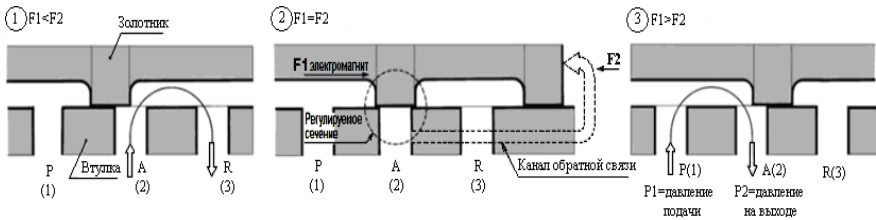


Рис. 3.8. Упрощенная схема работы пропорционального ЭМК VER3121-1: P – питающая магистраль (вход клапана), A – выход клапана (к силовому цилиндру), R – выход в атмосферу

Рабочие характеристики «ток-давление» и «давление-расход» пневматического пропорционального клапана давления SMC VER3121-1 представлены на рис. 3.9.

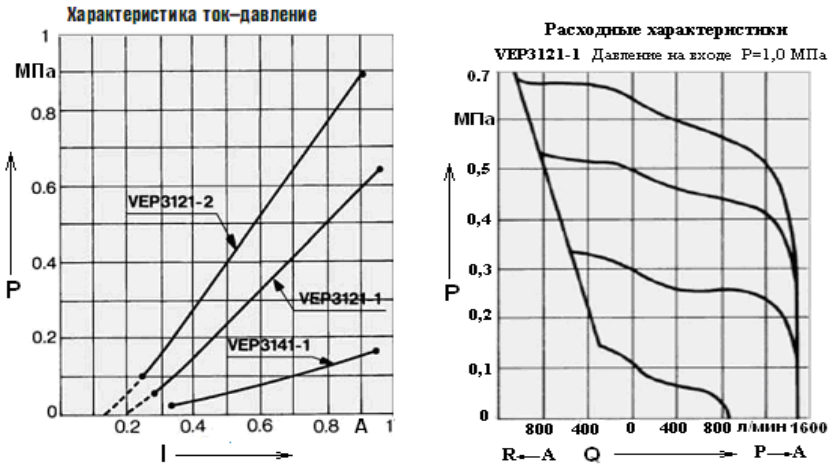


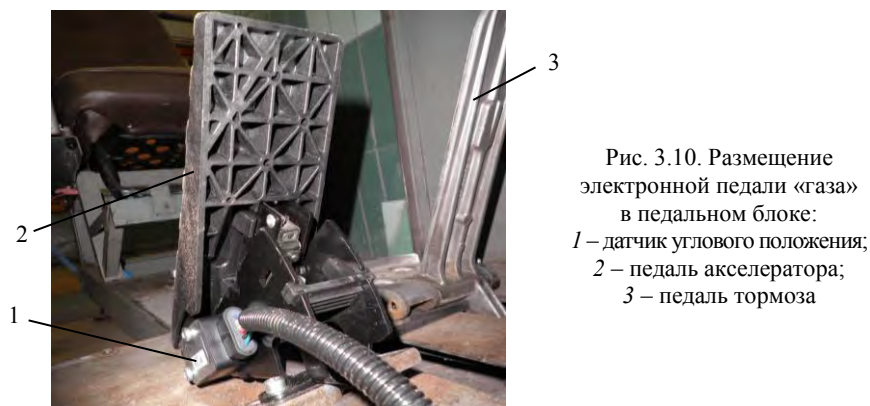
Рис. 3.9. Рабочие характеристики пропорциональных ЭМК серии VER

Как видно из характеристики «ток-давление» (см. рис. 3.9), максимальный ток управления пропорциональным электромагнитным клапаном составляет 0,95А, что соответствует техническим характеристикам используемого контроллера CR2500 (см. приложение В, табл. В1). Максимальное регулируемое давление на выходе клапана составляет 0,65 МПа, что также соответствует давлению в пневматической системе большегрузных автомобилей и автопоездов.

Таким образом, пропорциональный ЭМК SMCVER3121-1 в рабочем диапазоне управляющих токов при диаметре поршня пневматического цилиндра 20 мм и номинальном давлении в пневмосистеме 0,65 МПа обеспечит качественное управление рычагом регулятора ТНВД.

Для электронного управления дизельным ДВС с механической топливоподачей необходимо разорвать механическую связь между педалью и рычагом регулятора ТНВД. При этом в качестве органа управления необходимо использовать электронную педаль «газа» с датчиком ее углового положения. В этом случае потенциометрический датчик педали «газа», непрерывно регистрирующий изменение угла ее положения и передающий соответствующий сигнал в блок управления работой двигателя, функционально эквивалентен отсутствующей механической связи.

Исходя из вышеизложенного, пульт управления стендом был оснащен напольной педалью Global MT 7000 серии Mechatronic (см. рис. 3.10) с бесконтактным программируемым электронным датчиком положения vSENSE [207]. Технические данные электронной педали приведены в приложении А (см. табл. А1 и А2).



Напряжение питания электронного датчика положения VSENSE – 5 В. Назначение выводов датчика электронной педали «газа» МТ 7000 представлено в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Назначение выводов датчика электронной педали «газа»

№ канала датчика	№ вывода	Описание
1	1	«←»
	2	Выходной сигнал
	3	+5 В
2	4	+5 В
	5	«←»
	6	Выходной сигнал

Для обеспечения требуемого уровня напряжения использовался стабилизатор L7805ABV TO220, техническая характеристика которого приведена в приложении А (см. табл. А2). Схема подключения стабилизатора к электронному блоку (напряжение питания 24 В) изображена на рис. 3.11.

В процессе испытаний педаль была протестирована. Максимальный угол перемещения педали составил  $17^\circ$ . Рабочая характеристика электронной педали «газа» представляет собой зависимость выходного напряжения  $U$  на сигнальных выводах датчика от углового положения  $\alpha_{\text{пед}}$  педали, т.е.  $U=f(\alpha_{\text{пед}})$ .

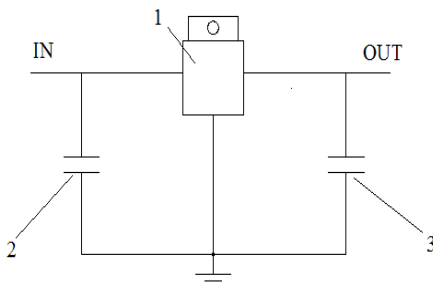


Рис. 3.1. Схема подключения стабилизатора напряжения:  
1 – стабилизатор напряжения;  
2, 3 – конденсаторы емкостью соответственно 0,33 и 0,1 мкф

Пересчет оцифрованных значений сигнала датчика в величину выходного напряжения осуществлялся программно в среде CoDeSys V2.3 посредством инициализации встроенного функционального блока INPUT\_VOLTAGE, возвращающего текущее вход-

ное напряжение в милливольтках на используемом аналоговом канале контроллера [208, с. 11-37].

Значения выходного напряжения сигнала, в зависимости от угла поворота педали, по каждому из двух независимых аналоговых каналов представлены в табл. 3.2. Рабочая характеристика бесконтактного датчика электронной педали представлена на рис. 3.12.

Таблица 3.2. Значения выходного напряжения электронной педали

Способ измерения	№ канала бесконтактного датчика	Начальное значение напряжения, мВ	Конечное значение напряжения, мВ	Значение напряжения в режиме kick-down, мВ
С помощью цифрового мультиметра	1	350	2100	2310
	2	700	4200	4620
Программно в среде CoDeSysV2.3	1	322	2053...2063	2239
	2	625...635	4146...4156	4518...4528

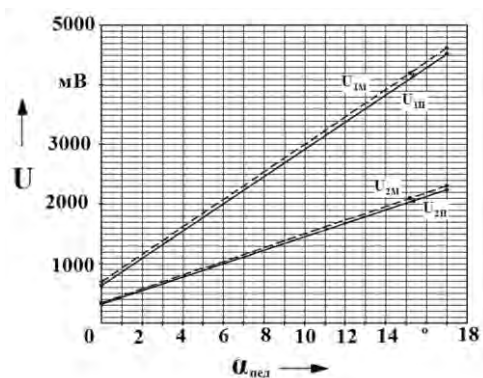


Рис. 3.12. Рабочая характеристика электронного датчика VSENSE:  $U_m, U_p$  – напряжения, полученные соответственно с помощью цифрового мультиметра и программно в среде CoDeSysV2.3; 1, 2 – номер аналогового канала.

Как видно из приведенной на рис. 3.12 рабочей характеристики, датчик генерирует два независимых сигнала, причем имеющийся второй потенциометр выдает на всех рабочих режимах половину напряжения первого. Один из аналоговых выходов сенсора может быть использован в качестве резервного контура при возможной неисправности основного канала с сохранением полной работоспособности системы.

Кроме того, благодаря наличию двух каналов, упрощается диагностика и выявление неисправностей.

Выбранная педаль Global MT 7000 серии Mechatronic полностью соответствует разработанным техническим требованиям и обладает следующими преимуществами по сравнению с другими аналогами:

- увеличенным сроком службы ввиду наличия бесконтактной группы в модуле датчика;
- высокой точностью измерения углового положения ввиду использования технологий на базе эффекта Холла;
- высокой степенью надежности ввиду наличия двух независимых аналоговых каналов;
- повышенной степенью защиты (уровень IP67) при работе в динамических и статических условиях.

Для установившегося движения на определенной передаче ЭБУ необходимо задавать управляющее воздействие на исполнительный механизм топливоподдачи таким образом, чтобы обеспечивалась пропорциональность углов поворота педали «газа» и рычага регулятора ТНВД.

Пропорциональность между углом поворота педали и перемещением штока 6 силового цилиндра 7, шарнирно соединенного с рычагом 3 регулятора ТНВД (см. рис. 3.6), обеспечивается контроллером при подаче широтно-импульсного сигнала на пропорциональный ЭМК.

Для настройки пропорционального управления и определения зоны регулирования управляющего сигнала необходимо иметь обратную связь по перемещению рычага регулятора. В качестве обратной связи использовался сигнал потенциометрического датчика МУ-615-А угловых перемещений (см. рис. 3.13), подвижный элемент которого жестко соединен с осью рычага регулятора ТНВД.



Рис. 3.13. Потенциометрический датчик угловых перемещений МУ-615А

Перемещение подвижных механических контактов датчика вдоль переменного резистора изменяет его сопротивление пропорционально положению контактов, что индицируется на выходе пропорциональным аналоговым сигналом постоянного напряжения [209]. Техническая характеристика потенциометрического датчика приведены в приложении А (см. табл. А2).

Датчик угловых перемещений подключается к источнику стабилизированного постоянного напряжения 5 В и имеет 3 вывода, назначение которых представлено в таблице 3.3.

Угол перемещения рычага регулятора составляет 40°. Диапазон углового перемещения движка потенциометра датчика МУ-615-А составляет 60°, что перекрывает диапазон углового перемещения рычага регулятора ТНВД, обеспечивая определение его положения на всех нагрузочных режимах двигателя.

Таблица 3.3. Назначение выводов датчика перемещений МУ-615А

№ вывода	Назначение
1	«←»
2	«+»
3	Выходной сигнал

Размещение вышеописанных пропорционального электромагнитного клапана давления SMC VER3121-1, пневматического силового цилиндра C85N20-40S и потенциометрического датчика МУ-615А перемещения рычага регулятора на испытательном стенде проиллюстрировано на рис. 3.14.

В процессе трогания с места, маневрирования и переключения передач управление топливоподачей двигателя осуществлялось контроллером независимо от положения педали «газа», задаваемого оператором. На этих режимах в качестве обратной связи на электронный блок управления использовалось значение угловой скорости коленвала двигателя, определяемое датчиком частоты вращения, установленным напротив зубчатого венца маховика ДВС (см. рис. 3.15).

Из трех возможных типов частотных датчиков, используемых в современной измерительной технике [210, с. 458], был выбран датчик частоты вращения 1GQ8001 (рис. 3.16) производства Honeywell Sensing and Control работающий на основе эффекта Холла. Датчики

Холла в настоящее время являются наиболее предпочтительными для использования в электронных автомобильных системах, поскольку являются устойчивыми к механической вибрации и электромагнитным помехам.



Рис. 3.14. Размещение пневмоцилиндра, ПЭМК и датчика МУ-615А на двигателе: 1 – пропорциональный ЭМКВЕР3121; 2 – пневмоцилиндр выключения подачи топлива; 3 – датчик МУ-615А перемещения рычага регулятора ТНВД; 4 – силовой пневмоцилиндр

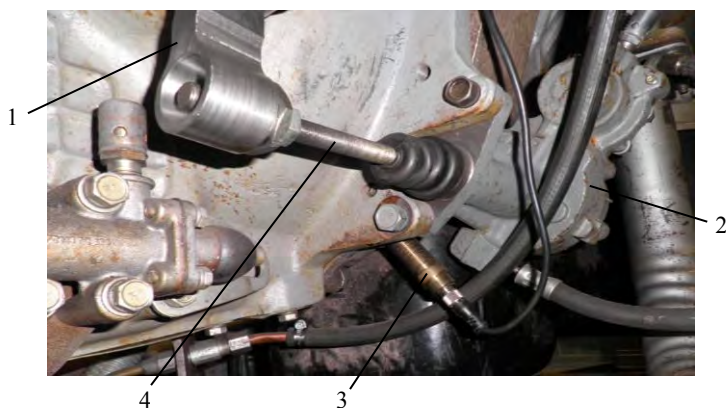


Рис. 3.15. Размещение датчика частоты вращения коленвала двигателя: 1 – рычаг выключения сцепления (гидравлический привод); 2 – пневмогидроусилитель (ПГУ) сцепления; 3 – датчик частоты вращения коленвала ДВС; 4 – шток ПГУ

Кроме того эффект Холла принципиально не зависит от частоты изменения магнитного поля [211, с.59], что позволяет измерять малые угловые скорости, близкие к нулевым. Данное обстоятельство особенно важно при отработке алгоритма трогания с места и маневрирования в автоматическом режиме работы силового агрегата.

В качестве кодовых элементов ферромагнитного ротора использовался зубчатый венец маховика коленвала, имеющий 113 прямобочных зубьев. Угловая скорость ротора (маховика коленчатого вала) определяется по возмущениям в поле постоянного магнита, который размещается внутри корпуса бесконтактного датчика.

Для упрощения монтажа датчик частоты вращения был помещен в специально изготовленный латунный корпус 1 (см. рис. 3.16) и подключен к блоку управления посредством кабеля ifm E10954.

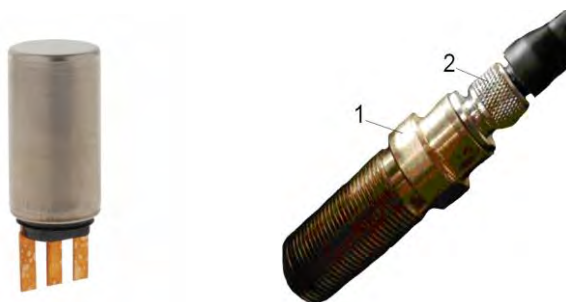


Рис. 3.16. Внешний вид датчика частоты вращения 1GQ8001:  
1 – латунный корпус с резьбовым наконечником; 2 – разъем кабеля ifm E10954

Как видно из рис. 3.16, датчик частоты вращения коленчатого вала имеет 3 вывода, назначение которых приведено в таблице 3.4. Техническая характеристика датчика представлена в приложении А.

Таблица 3.4. Назначение выводов датчика частоты вращения

№ п/п	Назначение	Номер вывода в разьеме
1	«+»	1
2	«-»	3
3	Выходной сигнал	4

Штатная система управления моторным тормозом [212, с. 261] дополнительно оборудована электромагнитным пневматическим клапаном 3 и двухмагистральным клапаном 4 (см. рис. 3.17).





Рис. 3.17. Исполнительный механизм моторного тормоза с системой управления:  
 1 – рычаг заслонки моторного тормоза; 2 – силовой цилиндр;  
 3 – двухпозиционный электромагнитный клапан; 4 – двухмагистральный клапан

Электромагнитный клапан 3 (см. рис. 3.17) модели РС380 (приложение А, табл. А2), установленный на корпусе коробки передач, входит в состав автоматизированного привода управления моторным тормозом. Данный клапан используется при отработке комплексного алгоритма по переключению на высшую передачу с центральной синхронизацией. Срабатывание клапана обеспечивает подачу сжатого воздуха в рабочую полость силового цилиндра 2 и, как следствие, включение моторного тормоза. На момент выравнивания угловых скоростей включаемых элементов КП контроллер обесточивает ЭМК. Рабочая полость пневмоцилиндра сообщается с атмосферой, а заслонка моторного тормоза, за счет распрямления цилиндрической пружины пневмоцилиндра 2, возвращается в исходное положение.

Двухмагистральный клапан 4 (см. рис. 3.17) позволяет моторному тормозу срабатывать независимо от автоматизированного привода при активации оператором режима торможения вспомогательной тормозной системой или для выключения двигателя. И в том и

в другом случае сжатый воздух поступает от крана управления вспомогательной системой, находящегося под правой ногой оператора, в пневмоцилиндры 2 моторного тормоза и цилиндр 2 (см. рис. 3.14) выключения подачи топлива.

Помимо вышеперечисленного дополнительного оборудования на двигателе КамАЗ-740 имеются штатные датчики давления и температуры. Для контроля температуры охлаждающей жидкости использовался датчик ТМ100 с отрицательным температурным терморезистором [62, с. 41, рис. 3.10]. Технические данные датчика приведена в приложении А (табл. А2), а его конструктивное исполнение и рабочая характеристика представлены на рис. 3.18.

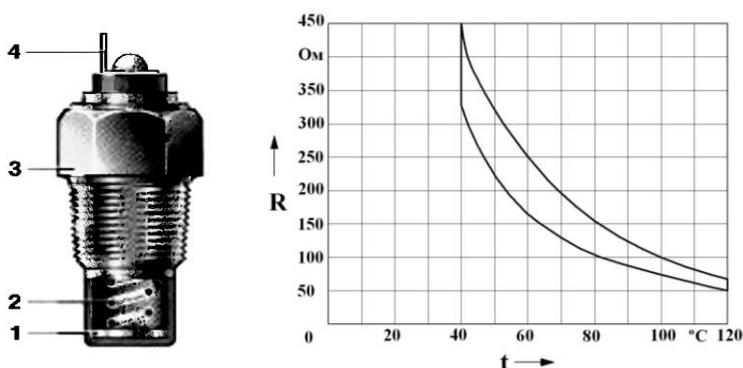


Рис. 3.18. Конструкция датчика ТМ100 и его рабочая характеристика: 1-полупроводниковый резистор; 2-токоведущая пружина; 3-корпус; 4-вывод

Датчик ТМ111 аварийного перегрева левого блока цилиндров реагирует только на пороговое значение физической величины, в данном случае температуры охлаждающей жидкости двигателя.

При достижении максимально допустимой температуры биметаллическая пластина 3 (см. рис. 3.19) изгибается настолько, что происходит замыкание контактной группы 4-6 [213, с.68]. При этом сигнал, поступающий в электронный блок управления двигателем, меняет свое значение на противоположное, активируя световую индикацию и звуковую сигнализацию (зуммер).

При снижении температуры прогиб биметаллической пластины 3 (см. рис. 3.19) уменьшается, контакты 4 и 6 размыкаются и сигнал, поступающий в ЭБУ, меняет свое значение на исходное.

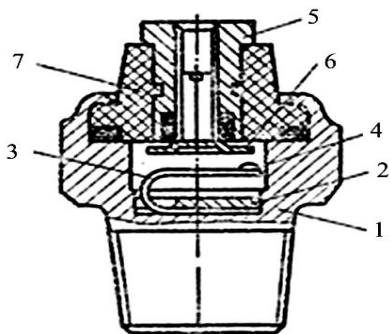


Рис. 3.19. Датчик перегрева охлаждающей жидкости модели ТМ111:  
 1- корпус; 2-прижимная шайба;  
 3 - термобиметаллическая пластина;  
 4 - контакт; 5 - выводной зажим;  
 6 - тарельчатый контакт; 7 - изолятор.

Техническая характеристика датчика аварийного перегрева приведена в приложении А (см. таблицу А2).

Датчик давления масла в системе смазки двигателя – штатный, модели ММ-370, мембранного типа. Работа датчика основана на изменении сопротивления в цепи при перемещении ползунка 8 реостата за счет деформации гофрированной металлической мембраны 5 (рис. 3.20). Технические данные датчика давления масла приведены в приложении А (см. таблицу А2), а его рабочая характеристика представлена на рис. 3.20.

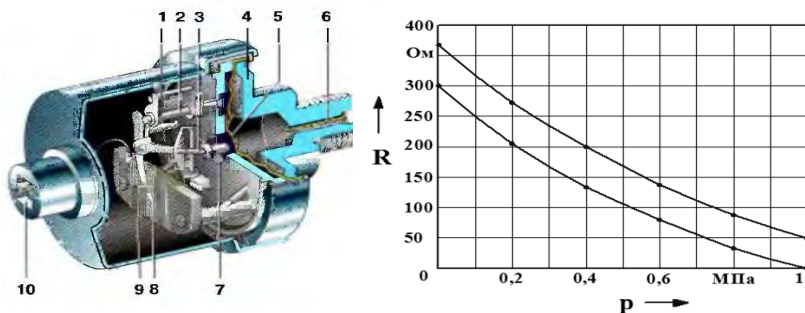


Рис. 3.20. Датчик давления масла ММ-370 и его рабочая характеристика:  
 1 – пружина; 2 – ось ползуна; 3 – передаточный рычажок; 4 – основание со штурцером;  
 5 – мембрана; 6 – проволочный стержень; 7 – толкатель; 8 – ползунки реостата;  
 9 – реостат; 10 – штекер датчика

Вышеописанные датчики заведены на стрелочные указатели давления и температуры на щитке приборов, а также подсоединены к электронному блоку управления двигателем (см. приложение В, табл. В2).

### 3.3.2. Исполнительный механизм управления сцеплением

На испытательном стенде установлен штатный силовой агрегат (двигатель-сцепление-коробка передач) Камского автомобильного завода (см. приложение А). Сухое двухдисковое сцепление имеет отработанную стандартную конструкцию и применяется в трансмиссиях с ручным управлением. Отличительной особенностью является оригинальный автоматизированный привод [214], позволяющий управлять сцеплением с требуемым темпом как в автоматическом, так и в командном режимах.

Автоматизированный привод сцепления интегрируется в мехатронную систему управления силовым агрегатом (рис. 3.21) и имеет два независимых контура управления.

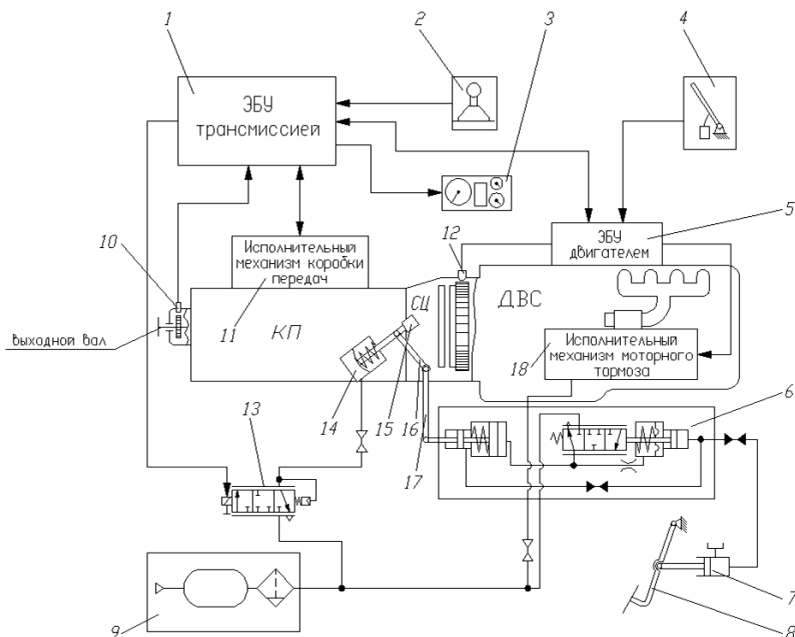


Рис. 3.21. Принципиальная схема АМСУСА с двумя контурами управления сцеплением: 1, 5 – ЭБУ трансмиссией и двигателем; 2 – селектор режимов движения; 3 – ЖКИ монитор; 4 – педаль «газа»; 6 – пневмогидроусилитель; 7 – гидроцилиндр; 8 – педаль сцепления; 9 – питающая часть пневмопривода; 10, 12 – датчики частоты вращения; 11, 18 – исполнительные механизмы КП и МТ; 13 – пропорциональный электромагнитный клапан; 14 – пневмокамера; 15 – датчик перемещения; 16, 17 – рычаги узла выключения сцепления

Приводной исполнительный механизм основного контура включает силовую пневматическую камеру 14 (см. рис. 3.21) и пропорциональный электромагнитный клапан 13 японской корпорации SMC, установленные на корпусе коробки передач. Шток пневмокамеры 14 шарнирно соединен с рычагом 16 механизма выключения сцепления посредством вилки и пальца. Сигнал от датчика перемещения 15 используется в качестве обратной связи по положению рычага 16 выключения сцепления. Технические данные электромагнитного пропорционального клапана SMC VER 3121-1 и датчика перемещения МУ615-А приведены в Приложении А (см. таблицу А2). Рабочая характеристика «ток-давление» ПЭМК VER 3121-1 представлена на рис. 3.9.

Дублирующий пневмогидравлический контур состоит из педали 8 (см. рис. 3.21) с гидравлическим цилиндром 7, трубопроводов, пневмогидроусилителя 6, шток которого шарнирно соединен с рычагом 17 механизма выключения сцепления посредством сферической гайки.

Узел выключения сцепления представляет собой рычажный механизм, который состоит из двух рычагов 16 и 17, установленных на втулке вала вилки выключения сцепления. Один из рычагов соединен с пневмокамерой 14 автоматизированного привода управления сцеплением. Другой рычаг входит в состав дублирующего гидравлического привода.

Вышеописанное изобретение [215] позволяет повысить надежность мехатронной системы за счет сохранения функции по управлению сцеплением в случае отказа электроники, отсутствия или утечки рабочего тела в автоматизированной части системы управления сцеплением.

Автоматизированный привод работает следующим образом. Выключение фрикционного сцепления при трогании с места, маневрировании и переключении передач в автоматическом режиме работы силового агрегата происходит при подаче управляющего сигнала от ЭБУ 1 на электромагнитный клапан 13 (см. рис. 3.21). Клапан срабатывает, и сжатый воздух поступает из ресивера питающей части 9 в рабочую полость пневмокамеры 14 привода сцепления. Шток пневмокамеры воздействует на рычаг 16, жестко связанный посредством шлицев со втулкой 18 (рис. 3.22), которая в свою очередь жестко посажена на вал 19 вилки выключения сцепления. Поворот рычага 16 вызывает поворот вала 19. Сцепление выключается. При этом рычаг 17 все время остается неподвижным, так как втулка 18,

вращаясь по часовой стрелке вместе с рычагом *16* в пределах угловой зоны, ограниченной ходом штока пневмокамеры *14* (см. рис. 3.21), не контактируют с силовыми пальцами *23*, *25*, *27* (см. рис. 3.22), перемещающимися вдоль пазов *24* и *26* втулки *18*.

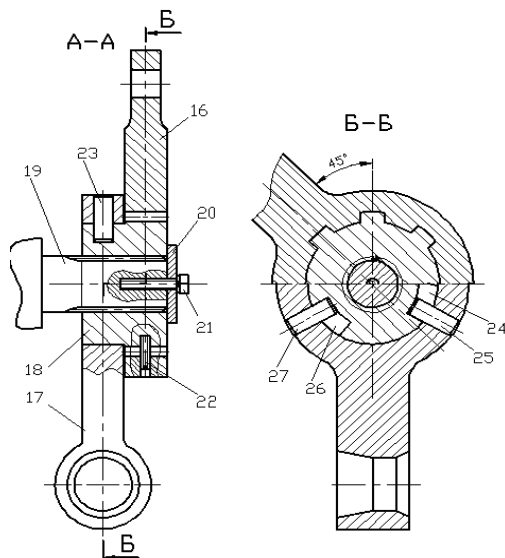


Рис. 3.22. Двухрычажный механизм выключения сцепления:  
*18* – втулка; *19* – вал вилки выключения сцепления;  
*20*, *21*, *22* – фиксирующие элементы; *23*, *25*, *27* – пальцы; *16*, *17* – рычаги

После включения передачи ЭБУ КП подает широтно-импульсный сигнал на пропорциональный электромагнитный клапан *13* (см. рис. 3.21), от цикла к циклу увеличивая его скважность. Установка мгновенных промежуточных положений рычага *16* происходит благодаря механической обратной связи по давлению (см. рис. 3.8), обеспечивающей баланс между усилием *F1* электромагнитной составляющей и суммарной силы *F2* от возвратной цилиндрической пружины и давления воздуха на торец золотника ЭМК *13*. Сжатый воздух из рабочей полости пневмокамеры *14* (см. рис. 3.21) привода сцепления через электромагнитный клапан *13* постепенно выпускается в атмосферу, обеспечивая требуемый темп включения сцепления. Рычаг *16* под действием нажимного устройства сцепления и возвратной пружины пневмокамеры *14* занимает исходное положение. Рычаг *17* остается при этом неподвижным.

Дублирующий привод работает следующим образом. При нажатии на педаль 8 (см. рис. 3.23) усилие от ноги водителя через рычаг и шток передается к главному цилиндру 7, откуда жидкость под давлением по трубопроводу 5 поступает в корпус следящего устройства, срабатывание которого обеспечивает подачу сжатого воздуха по воздухопроводу из ресивера питающей части 9 (см. рис.3.21) в рабочую полость пневмоцилиндра усилителя 6.

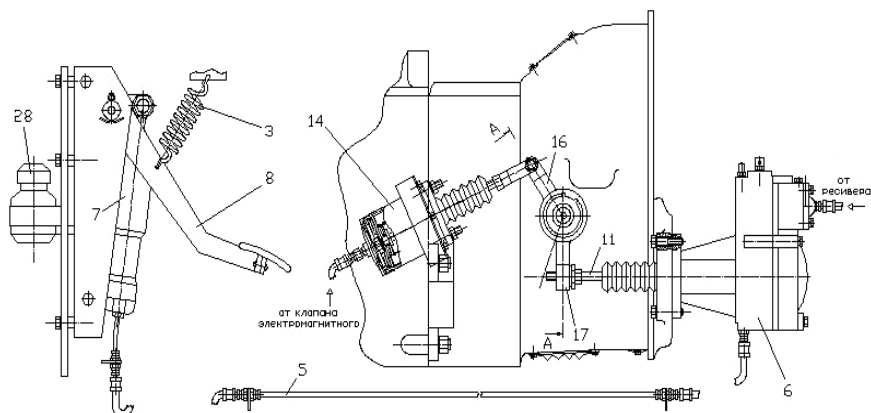


Рис. 3.23. Двухконтурный привод управления фрикционным сцеплением:  
 3 – возвратная пружина; 5 – трубопроводы; 6 – корпус ПГУ; 7 – гидроцилиндр;  
 8 – педаль сцепления; 11 – шток пневмоусилителя;  
 16, 17 – рычаги узла выключения сцепления, 28 – расширительный бачок

Одновременно от главного цилиндра жидкость под давлением поступает в гидравлический цилиндр усилителя 6 (см. рис. 3.23). Суммарное усилие давления воздуха в цилиндре пневмоусилителя и давление жидкости в гидравлическом цилиндре передается на шток 11 пневмоусилителя. Шток перемещает рычаг 17. При этом силовые пальцы 23, 25, 27 (см. рис. 3.22) воздействуют на контактные поверхности пазов 24, 26, передавая вращение втулке 18. Вал 19 вилки выключения сцепления поворачивается, разъединяя ведущие и ведомые диски. Сцепление выключается. Поворот втулки 18 вала вилки выключения сцепления вызывает поворот рычага 16, соединенного со штоком пневмокамеры 14 (см. рис. 3.21). Шток пневмокамеры 14 перемещается вправо, преодолевая сопротивление возвратной цилиндрической пружины. При отпуске педали 8 рычаги 16 и 17 вращаются против часовой стрелки, занимая исходной положение.

Как уже упоминалось выше, в автоматизированной мехатронной системе в качестве исполнительного механизма сцепления использовалась пневмокамера. Геометрические параметры ИМ определялись исходя из максимального усилия, прикладываемого к рычагу выключения сцепления при отключенном пневмогидроусилителе (ПГУ) и величине давления при максимальном управляющем токе ПЭМК.

Передаточное число штатного пневматического привода от педали до рычага сцепления [216, с. 69-70]:

$$U_{nn,np} = \frac{c_2}{c_1} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} = \frac{325}{55} \cdot \frac{28^2}{26^2} = 6,84,$$

где:  $c_2/c_1$  – передаточное число педали, установленной на испытательном стенде;  $d_2/d_1$  – соотношение диаметров поршней главного (подпедального) цилиндра и цилиндра гидравлической части ПГУ.

Усилие на штоке ПГУ при максимальной силе, прикладываемой к педали, в 500 Н и отключенной пневматической части:

$$F_{шт}^{nzy} = F_{пед} \cdot U_{nn,np} = 500 \cdot 6,84 = 3421,3 \text{ Н}.$$

Так как в конструкции двухрычажного механизма выключения сцепления (см. рис. 3.22) использовались рычаги 16 и 17 такой же длины как в штатном прототипе ( $l = 90$  мм от оси вала вилки выключения сцепления до точки приложения силы), то для полного выключения сцепления усилия на штоках ПГУ и пневмокамеры автоматизированного привода будут одинаковыми. Исходя из чего минимальный диаметр диафрагмы силового исполнительного механизма (пневмокамеры) определится из выражения:

$$d_{кам}^{nn} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{шт}^{nzy}}{P \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3421,3}{(0,65 \cdot 3,14)}} = 81,88 \text{ мм},$$

где  $P = 0,65$  МПа – максимальное давление на выходе пропорционального ЭМК VER 3121-1 при управляющем токе  $I = 0,95$  А (см. рис. 3.9).

В качестве ИМ сцепления на испытательном стенде использована штатная тормозная камера (рис. 3.24) среднетоннажного грузового автомобиля МАЗ 4370 с активным диаметром диафрагмы 100 мм.



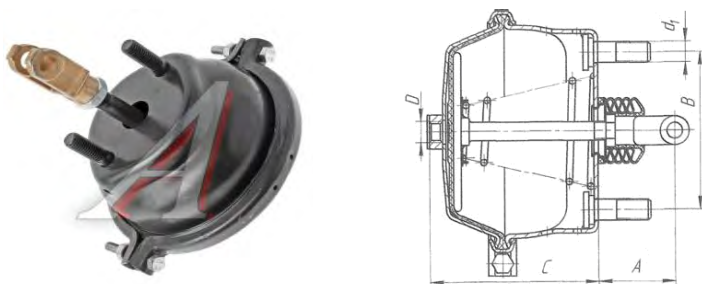


Рис. 3.24. Общий вид и устройство пневмокамеры 25.3519101

По сравнению с исполнительным механизмом поршневого типа быстродействие диафрагменного механизма приблизительно на 25мс выше [70, с. 11], чем у поршневого аналога за счет отсутствия зоны нечувствительности, вызванной сухим трением поршня. Технические данные тормозной камеры приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. Основные технические характеристики пневмокамеры

Наименование параметра	Значение
Геометрические размеры, мм A×B×C	58×70×100
d1	M12
D	M16x1,5
Ход штока, мм	57
Активный диаметр диафрагмы, мм	100
Масса, кг	1,901

Размещение исполнительного механизма сцепления, пропорционального ЭМК и датчика положения рычага выключения сцепления на испытательном стенде представлено на рис. 3.25 и 3.26.

Выбор в качестве исполнительного механизма дублирующего контура штатного цилиндра пневмогидроусилителя (ПГУ) [212, с. 158, рис. 72] имеет следующие преимущества:

- минимум доработки серийной конструкции при установке двухрычажного узла выключения сцепления и автоматизации силового агрегата;
- обеспечение беззазорности привода по мере износа накладок за счет упругой силы предварительно сжатой пружины пневмогидроусилителя и, как следствие, стабильность диапазона регулирования управляющего сигнала;

- возможность управления включением/выключением сцепления в аварийном режиме при трогании с места и переключении передач с требуемым темпом ввиду наличия механизма следящего действия в конструкции ПГУ.

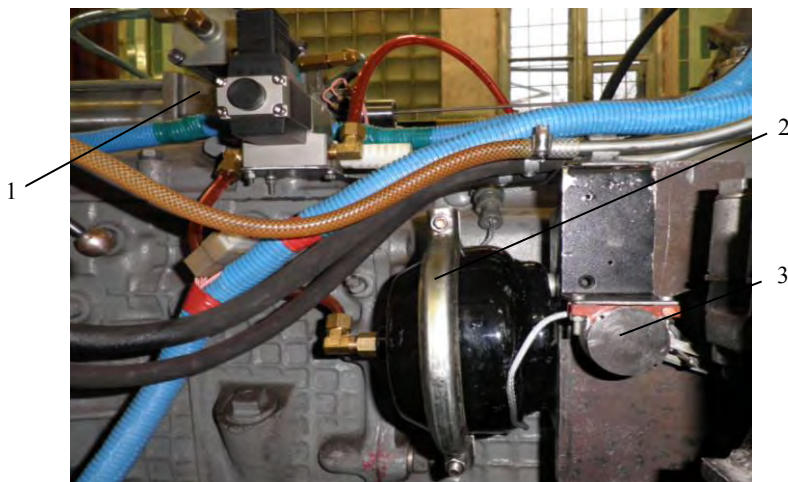


Рис. 3.25. Автоматизированный привод сцепления:

1 – пропорциональный ЭМК ВЕР3121-1; 2 – исполнительный механизм сцепления (пневмокамера); 3 – датчик перемещения МУ 615-А



Рис. 3.26. Дублирующий привод сцепления:

1 – пневмогидроусилитель; 2 – шток ПГУ; 3, 4 – рычаги выключения сцепления

### 3.3.3. Исполнительные механизмы управления коробкой передач

На испытательном стенде установлена 10-ти ступенчатая коробка передач КамАЗ-14 с передним повышающим делителем.

**Исполнительный механизм основной коробки передач** представляет собой два силовых пневматических цилиндра, оси которых расположены под углом 90 градусов друг к другу (см. рис. 3.27).

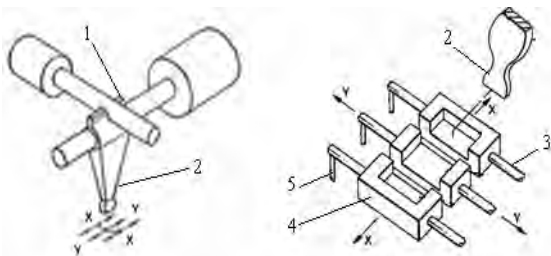


Рис. 3.27. Расположение пневмоцилиндров ИМ и вид в плане на ползуну КП:  
1 – зацепление рейка-зубчатый сектор, 2 – палец исполнительного механизма, 3 – шток вилки переключения, 4 – головка штока, 5 – вилка переключения передачи

Один из цилиндров осуществляет выбор штока требуемой передачи, а другой отвечает за включение передачи. Конструкция поршней пневмоцилиндров – ступенчатая. Исполнительный механизм разработан в Проблемной НИЛ автомобилей БПИ-БГПА и, в отличие от ИМ МЗКТ, не имеет гидравлического демпфера, увеличивающего общее время переключения передач.

Основными элементами исполнительного механизма [206, 217] переключения передач (рис. 3.28) являются корпус 5 пневмоцилиндра, кольцевые поршни 6 и 11 с уплотнениями, шток 8 с поршнями 7 и 12. На рычаге 9, жестко связанном со штоком 8, нарезан зубчатый сектор, введенный в зацепление с зубчатой рейкой штока 10 пневмоцилиндра выбора передачи.

Пневмоцилиндр выбора штока требуемой передачи имеет такую же конструкцию, но расположен под прямым углом к пневмоцилиндру включения передачи. Шток-поршень 10 (см. рис. 3.28) перемещаясь, поворачивает рычаг 9, осуществляя выбор необходимого ползуна 1 коробки передач.

Наполнение/опорожнение рабочих полостей Ж, З, Л, или К пневмоцилиндров (см. рис. 3.29) происходит при срабатывании определенной комбинации электромагнитных клапанов 15, установленных по два на каждый пневматический цилиндр [218, с. 43].

Внешний вид электромагнитного клапана КП и его расходная характеристика представлены на рис. 3.30, а основные технические данные приведены в приложении А (табл. А2).

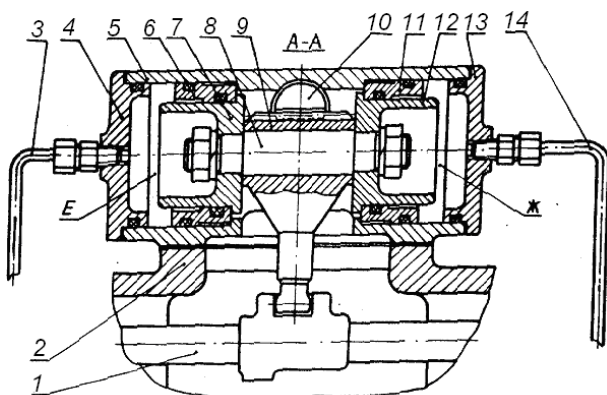


Рис. 3.28. Разрез пневмоцилиндра включения передачи:

1 – шток КП (ползун с поводком); 2 – крышка КП; 3, 14 – трубопроводы со штуцерами; 4, 13 – крышки с уплотнительными кольцами; E, Ж – рабочие полости пневмоцилиндра

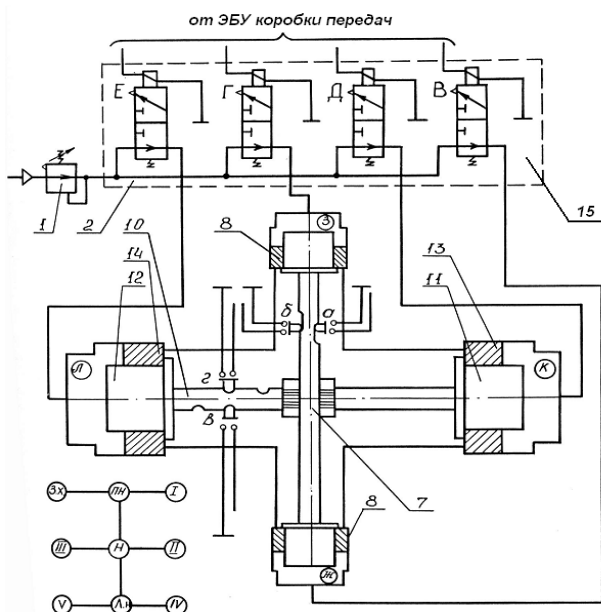


Рис. 3.29. Схема управления ИМ выбора и включения передачи

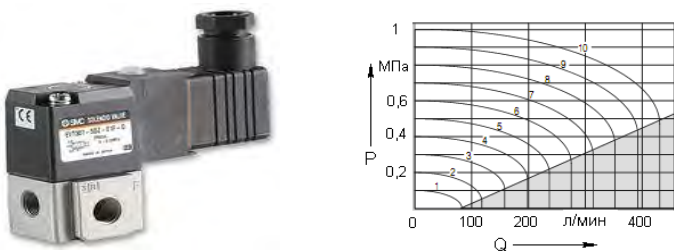


Рис. 3.30. Внешний вид и характеристика пневмораспределителя V0307-5D0-Q с прямым электромагнитным управлением

Нейтраль в КП характеризуется отсутствием напряжения на электропневмоклапанах *B*, *Г*, *Д*, и *Е* (см. рис. 3.29), что способствует беспрепятственному прохождению сжатого воздуха через редукционный клапан *1* и воздухораспределитель *2* в рабочие полости *Ж* и *З* цилиндра выбора ползунов и полости *К* и *Л* цилиндра включения передач.

При одновременной подаче давления в обе полости пневмоцилиндра, за счет разницы в активных площадях поршней, и, следовательно, в создаваемых усилиях на штоке, рычаг *14* (см. рис. 3.28) исполнительного механизма из крайнего перемещается к среднему положению. В момент, когда площади поршней справа и слева уравниваются, рычаг *14*, находясь под действием уравнивающих давлений, устанавливается в нейтральное положение (*Н*) (см. рис. 3.29), соответствующее выбору ползуна включения II–III передач. При этом контакты датчиков "а", "б" и "в", "г" цилиндров выбора и включения передач разомкнуты.

Включение требуемой передачи происходит за счет подачи сигнала на определенную комбинацию электропневмоклапанов *B*, *Г*, *Д* или *Е*, последовательно соединяющих с атмосферой рабочие полости цилиндров выбора и включения передач.

Так, выбор ползунов включения I, IV, V передач, а также передачи заднего хода, производится при подаче напряжения на электропневмоклапаны *B* или *Г* (см. рис. 3.29). При этом полость *Ж* или *З* цилиндра выбора ползунов сообщается с атмосферой и за счет разности давлений шток-поршень *7*, посредством зацепления рейка-зубчатый сектор, переводит рычаг ИМ в положение правой (ПН) или левой (ЛН) нейтрали. Сигнал о завершении процесса выбора ползуна снимается с датчика "а" или "б" при достижении одним из плавающих поршней *8* упоров крышки цилиндра.

Включение передачи происходит при подаче питающего напряжения на электропневмоклапан *Д* или *Е* (см. рис. 3.29), после чего полость *К* или *Л* цилиндра включения передач соединится с атмосферой. По мере падения давления, шток *10* совместно с поршнями *11* и *12* будут смещаться в сторону включаемой передачи до тех пор, пока один из плавающих поршней *13* или *14* не достигнет упоров крышки цилиндра включения передач. При этом установленный на штоке *10* рычаг *14* (см. рис. 3.28) ИМ КП, взаимодействуя с поводком одного из предварительно выбранных ползунов КП, производит включение заданной передачи. По окончании процесса контакты одного из датчиков "в" или "з" (см. рис. 3.29) находятся в замкнутом, а второго – в разомкнутом состоянии.

Вышеописанный исполнительный механизм устанавливается непосредственно на крышку КП (см. рис. 3.31) без каких-либо ее конструктивных изменений. Техническая характеристика ИМ, установленного на испытательном стенде, приведена в таблице 3.6.

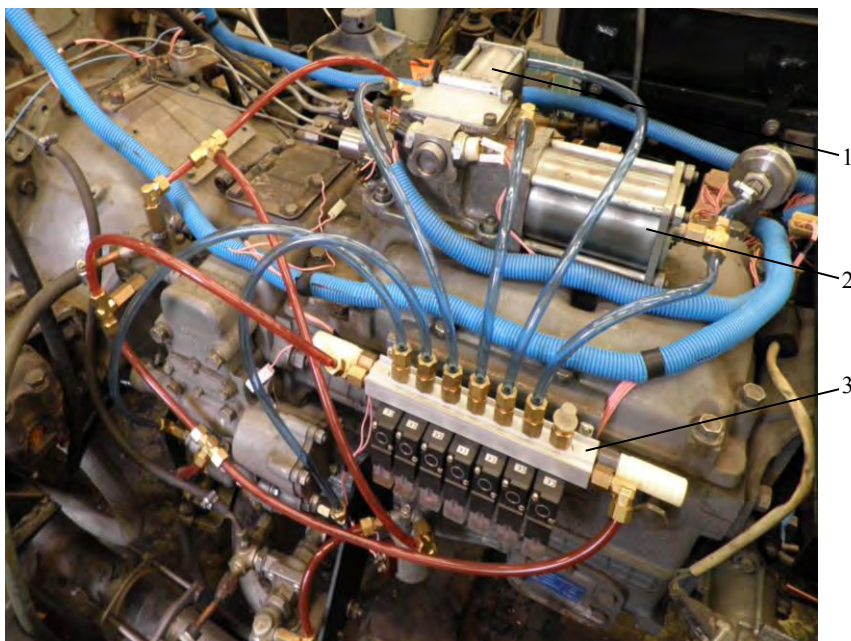


Рис. 3.31. Исполнительный механизм КП с рампой ЭМК:

1 – пневмоцилиндр выбора штока (ползуна); 2 – пневмоцилиндр включения передачи; 3 – рампа с электромагнитными клапанами

Таблица 3.6. Техническая характеристика ИМ основной коробки передач

Цилиндр выбора штока КП				Цилиндр включения передачи			
Ø дросселя на входе, мм	Ø малого поршня, мм	Ø большого поршня, мм	Ход штока, мм	Ø дросселя на входе, мм	Ø малого поршня, мм	Ø большого поршня, мм	Ход штока, мм
1,78	30	45	4*	1,5	50	70	16*

Примечание: \* – ход штока указан от нейтрального до конечного положения.

Использование вышеописанного исполнительного механизма КП на испытательном стенде АМСУСА имеет следующие преимущества:

- не требуется специальная доработка конструкции серийно выпускаемой коробки передач;

- по сравнению с системой индивидуального включения передач (ИМ на каждом штоке) применение четырех электромагнитных пневмоклапанов вместо шести, позволяет уменьшить номенклатуру аппаратной части и стоимость мехатронной системы;

- по сравнению с той же системой включения передач применение двух пневматических цилиндров вместо трех, позволяет уменьшить стоимость и вес исполнительного механизма, а также позволяет использовать одну и ту же коробку передач, как в автоматизированном варианте, так и с ручным управлением;

- в сравнении с механизмами, использующими пружины для установки штока в нейтральное положение, используемый исполнительный механизм имеет более компактные габаритные размеры и меньшую массу. При перемещении поршней в крайние положения не происходит увеличение сопротивления движению, что упрощает алгоритм управления;

- в отличие от ИМ, устанавливаемых на спецавтотехнику МЗКТ, данная конструкция не содержит гидравлического демпфера включения передачи, что положительно сказывается на общем времени переключения.

**Исполнительный механизм делителя.** Переключение ступеней двухступенчатого повышающего делителя осуществляется с помощью штатного исполнительного механизма, установленного на общем со сцеплением картере. Механизм переключения передач делителя включает золотниковый воздухораспределитель 1 и силовой пневматический цилиндр 2 (см. рис. 3.32).

В отличие от исполнительного механизма основной коробки,

имеющего три фиксированных позиции штока, поршень пневмоцилиндра 2 (рис. 3.32) делителя имеет только два устойчивых положения, соответствующих прямой или повышающей ступени.



Рис. 3.32. Исполнительный механизм делителя с системой управления:  
1 – воздухораспределитель золотникового типа; 2 – силовой цилиндр;  
3, 4 – электромагнитные клапаны управления делителем

Используемая на автомобилях семейства КамАЗ система управления делителем [219, с. 84, рис. 7] конструктивно изменена [218, с. 44]. Управление золотником 1 воздухораспределителя 2 (см. рис. 3.33) осуществляет контроллер КП, последовательно подавая напряжение или обесточивая электромагнитные клапаны 6 серии VO 307 (см. приложение А), дополнительно установленные на рампе ЭМК КП. При этом в зависимости от требуемой передачи делителя, золотник 1 смещается вправо или влево. Одна из рабочих полостей силового пневмоцилиндра сообщается с нагнетательной магистралью, другая – с атмосферой, за счет чего происходит автоматическое включение прямой или повышающей ступени делителя.

Простота конструкции исполнительного механизма делителя в сочетании с предложенной системой управления обеспечивает надежную работу узла.



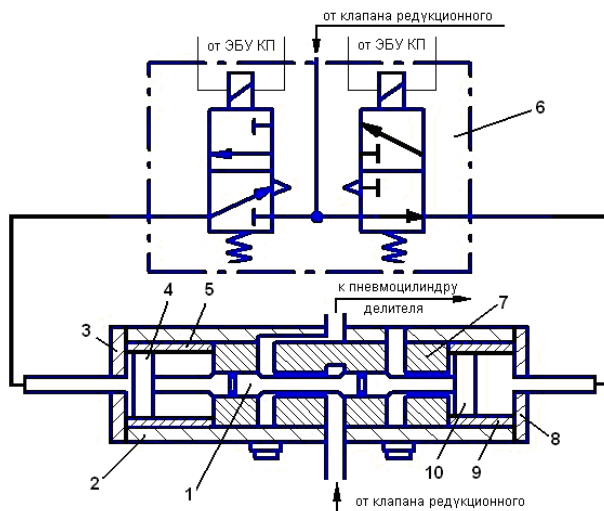


Рис. 3.33. Принципиальная схема управления ИМ делителя:

1 – золотник воздухораспределителя с уплотнительными кольцами; 2 – корпус воздухораспределителя; 3, 8 – крышки корпуса; 4, 10 – поршни; 5, 9 – цилиндры воздухораспределителя; 6 – электромагнитные клапаны управления делителем; 7 – гнездо золотника распределителя

Учитывая тот факт, что из конструкции исключены такие элементы как кран управления делителем с тросами, рычаг переключения передач с рукояткой, кронштейн с опорой уплотнителя, клапан включения делителя [219, с. 84-85, рисунки 7-8], а также невысокую стоимость используемых электромагнитных клапанов SMC серии VO307, можно утверждать об экономической эффективности проектируемой мехатронной системы.

### 3.4. Имитация сопротивления движению

При проведении полунатурного эксперимента по отладке мехатронной системы управления силовым агрегатом автомобиля необходимо имитировать внешние возмущающие факторы, действующие на транспортное средство в реальных условиях эксплуатации. Обзор и анализ литературных источников позволил сделать вывод о том, что на современном этапе развития автомобилестроения в качестве имитаторов внешних возмущающих факторов могут быть использованы:

- двигатели постоянного или переменного тока, работающие по принципу вихревых токов [220, 221, 222];
- гидравлические тормоза [223];
- порошковые электромагнитные тормоза [224, 225].

Для имитации сопротивления движению на испытательном стенде использовался нагрузочный порошковый электромагнитный тормоз модели ПТ-250М (рис. 3.34) с номинальным тормозным моментом 2500 Н·м. Техническая характеристика ПЭТ представлена в приложении А (табл. А1).

Принцип действия электромагнитных тормозов серии ПТ основан на эффекте возникновения сопротивления сдвигу в свободном ферромагнитном порошке при наложении на него магнитного поля [226, с. 16]. В качестве рабочего состава используется смесь ферромагнитного порошка (карбонильное железо со средним размером частиц 1,5...3,5 мкм [227, с. 17, прилож. 1]) и минерального масла марки И5А [228, с. 14].

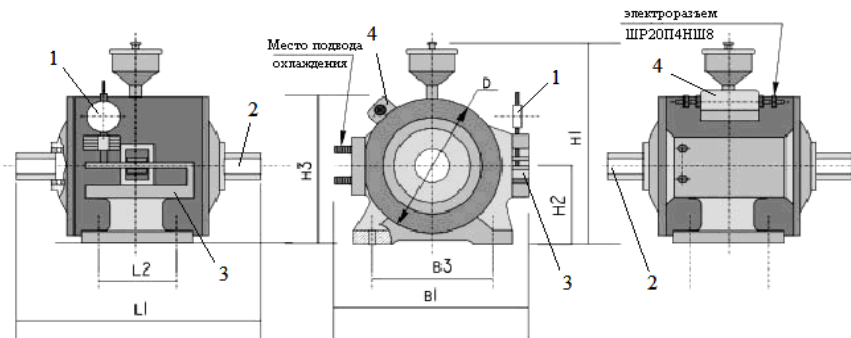


Рис. 3.34. Присоединительные и габаритные размеры ПЭТ ПТ-250М:  
 1 – часовой индикатор; 2 – вал ротора ПЭТ; 3 – динамометрическая скоба;  
 4 – клеммная коробка;  $L_1$  – 800 мм;  $L_2$  – 340 мм;  $B_1$  – 622 мм;  $B_3$  – 406 мм;  
 $H_1$  – 710 мм;  $H_2$  – 250 мм;  $H_3$  – 495 мм;  $D_1$  – 495 мм

Величина тормозного момента  $M_T$  на рабочем участке статической характеристики изменяется пропорционально намагничивающему току  $I$ : от нуля до номинальных значений (см. таблицу А1, прилож. А). Причем статическая характеристика  $M_T = f(I)$  тормоза представляет собой гистерезисную петлю, ширина которой зависит от величины и времени наложения магнитного поля на рабочий зазор между статором и ротором.

Учитывая тот факт, что на величину остаточного тормозного момента влияют вязкость магнитной смеси и скорость вращения вала ротора ПЭТ, достигающая на высших передачах 334 рад/с, при проведении испытаний использовалась обедненная магнитная смесь с весовым соотношением железа и масла 2:1 [226, с.8].

Выбор данной модели порошкового электромагнитного тормоза в качестве имитатора сопротивления движению обусловлен, в первую очередь, тем, что данный агрегат имелся в наличии в лабораторной базе кафедры «Автомобили». Кроме того, конструкция ПЭТ серии ПТ, при небольшой конструктивной доработке, позволяет ввести обратную связь по тормозному моменту на электронный блок, что дает возможность реализовать концепцию модульной компоновки и осуществлять управление работой ПЭТ в автоматическом режиме.

### **3.4.1. Электронная система и алгоритм управления порошковым электромагнитным тормозом**

Основу электронной системы составляет микропроцессорный блок 3 (рис. 3.35), который посредством второго CAN-интерфейса объединен в локальную сеть для обмена данными с другими ЭБУ по протоколу высокого уровня SAE J1939. На вход электронного блока управления заведены тензометрический датчик 19 деформации динамометрической скобы 10 и датчик 21 температуры охлаждающей жидкости. Все остальные данные, необходимые для функционирования электронной системы, ЭБУ 3 получает по локальной сети (через CAN-шину).

Особенностью проектируемой системы является блок 11 управления ПЭТ (см. рис. 3.35), состоящий из трансформатора, выпрямителя и силового транзистора. Выходные параметры этого блока регулируются автоматически при подаче сигнала от контроллера 3 на управляющий вход (затвор) транзисторного ключа. При этом обмотки возбуждения порошкового электромагнитного тормоза, объединенные последовательно, запитываются определенным током, величина которого зависит от скорости вращения маховой массы 9. В результате возникновения электромагнитной индукции ферромагнитная смесь попадает в пространство между статором и ротором, создавая сопротивление вращению ротора.

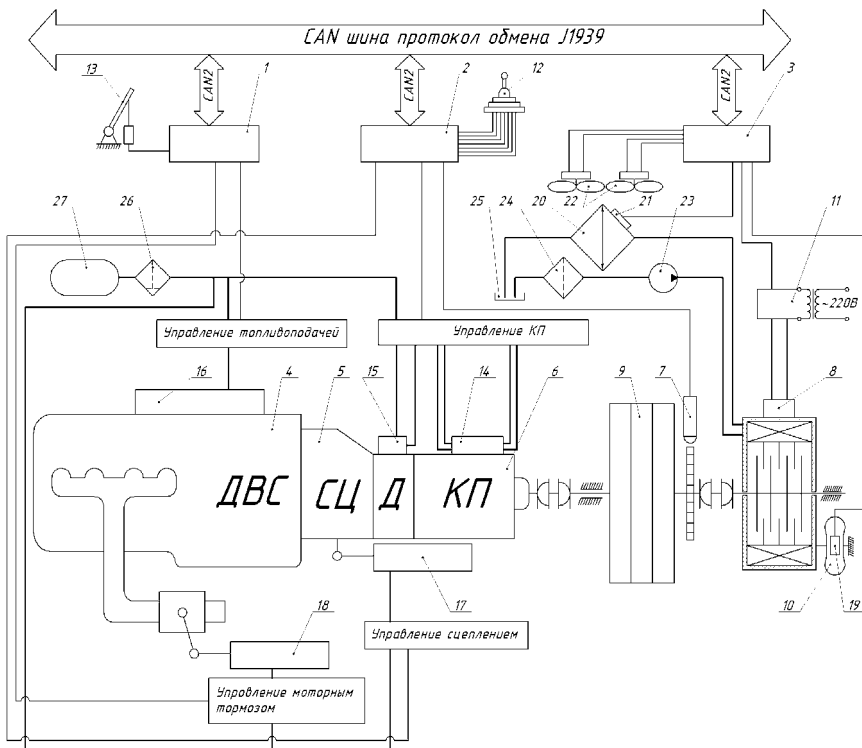


Рис. 3.35. Принципиальная упрощенная схема испытательного стенда с электронной системой управления порошковым тормозом:

1, 2, 3 – ЭБУ соответственно двигателем, трансмиссией и порошковым тормозом; 4 – дизельный двигатель; 5 – фрикционное сцепление; 6 – составная коробка передач; 7 – датчик частоты вращения; 8 – клеммная коробка ПЭТ; 9 – маховая масса; 10 – динамометрическая скоба; 11 – блок управления ПЭТ; 12 – селектор режимов; 13 – электронная педаль «газа»; 14, 15, 16, 17, 18 – исполнительные механизмы соответственно коробки передач, делителя (Д), ДВС, сцепления (СЦ) и моторного тормоза; 19 – тензометрический датчик; 20 – радиатор; 21 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 22 – вентиляторы системы охлаждения; 23 – насос; 24 – фильтр; 25 – водяной бак

Для создания требуемого момента сопротивления электромагнитного тормоза необходимо точно и плавно регулировать напряжение на его обмотках возбуждения. Для этой цели целесообразно использовать электронную схему на основе транзисторного ключа (см. рис. 3.36). При этом в качестве управляющего используется цифровой сигнал с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ), позволяющий изменять среднее значение напряжения на нагрузке путём изменения скважности импульсов.

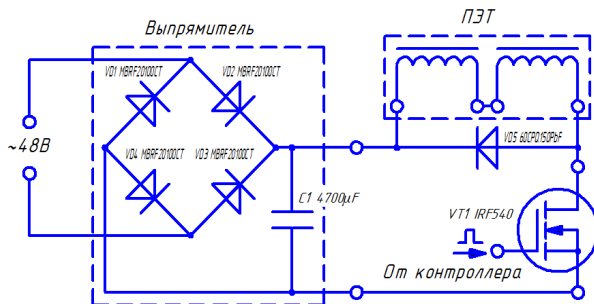


Рис. 3.36. Схема транзисторного привода ПЭТ

Разработанная схема позволяет регулировать напряжение на активной нагрузке в пределах от 0 до 48 вольт. Основными элементами электронного привода ПЭТ являются транзистор IRF540 (см. приложение А, табл. А2), двухполупериодный мостовой выпрямитель на базе диодов MBRF20100CT и конденсатор, выполняющий функцию фильтра. Требуемое напряжение на обмотках возбуждения ПЭТ устанавливают посредством изменения скважности ШИМ-сигнала, управляющего током базы транзистора (электронного ключа). За счет установки транзистора на алюминиевый радиатор с вентилятором мощность нагрузки может достигать 1500Вт.

Внешний вид спроектированного блока управления ПЭТ представлен на рис. 3.37.

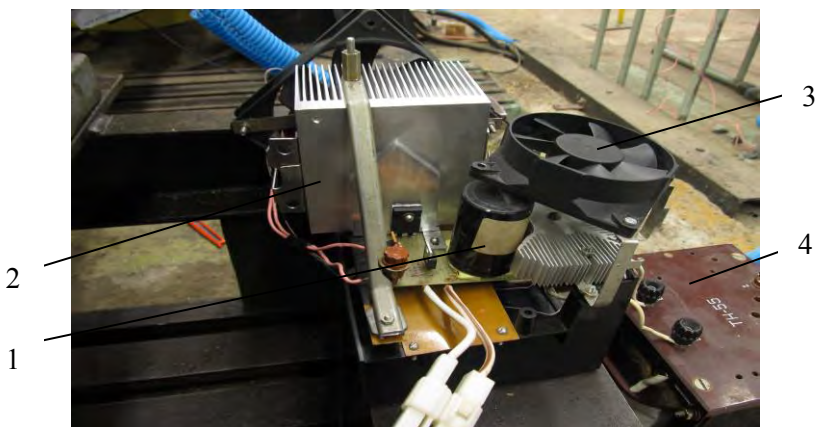


Рис. 3.37. Внешний вид блока управления ПЭТ:

1 – конденсатор с платой электронного управления; 2 – радиатор силового транзистора; 3 – вентилятор радиатора диодного моста; 4 – трансформатор

Необходимость введение системы охлаждения (см. рис. 3.35) обусловлена нагревом рабочей смеси во время работы ПЭТ. С целью повышения эффективности штатной системы в контур водяного охлаждения дополнительно установлены радиатор 20, два вентилятора 22 и насос 24. В зависимости от температуры воды, фиксируемой датчиком 21, контроллер 3 управляет оборотами вентиляторов 22, подавая ШИМ-сигнал на соответствующий транзисторный ключ (см. рис. 3.38).

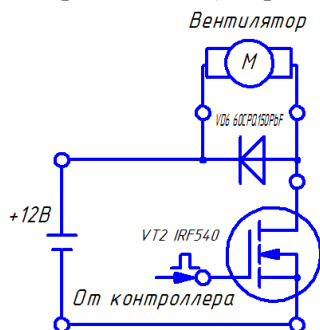


Рис. 3.38. Транзисторный привод вентиляторов

Таким образом, в автоматическом режиме работы силового агрегата момент порошкового электромагнитного тормоза 8 (см. рис. 3.35) регулируется транзисторным приводом 11, имеющим электронное управление от контроллера 3. В основу алгоритма управления транзисторным ключом положена зависимость тормозного момента ПЭТ от скорости движения автомобиля по передачам, т.е.  $M_T = f(V_A, N)$  (см. рис. 3.39). Величина момента сопротивления рассчитана для каждой передачи с учетом сопротивления воздуха и сопротивления ведущих колес автомобиля (см. раздел 3.4.2).

ЭБУ получает и обрабатывает сигналы от датчиков частоты вращения входного и промежуточного валов КП, положения рычага вилки выключения сцепления, а также сигнала от тензометрического датчика деформации скобы ПЭТ. Затем производится расчет номера  $N$  текущей передачи и линейной скорости  $V_A$  автомобиля. По заложенным в электронный блок характеристикам микропроцессор рассчитывает методом двумерной интерполяции требуемый тормозной момент  $M_T^{TP}$  порошкового тормоза, сопоставляет его с фактическим тормозным моментом  $M_T$  и при обнаружении расхождения более чем на 10 Нм изменяет скважность ШИМ-сигнала, управляющего базой транзистора IRF540 (см. рис. 3.36).

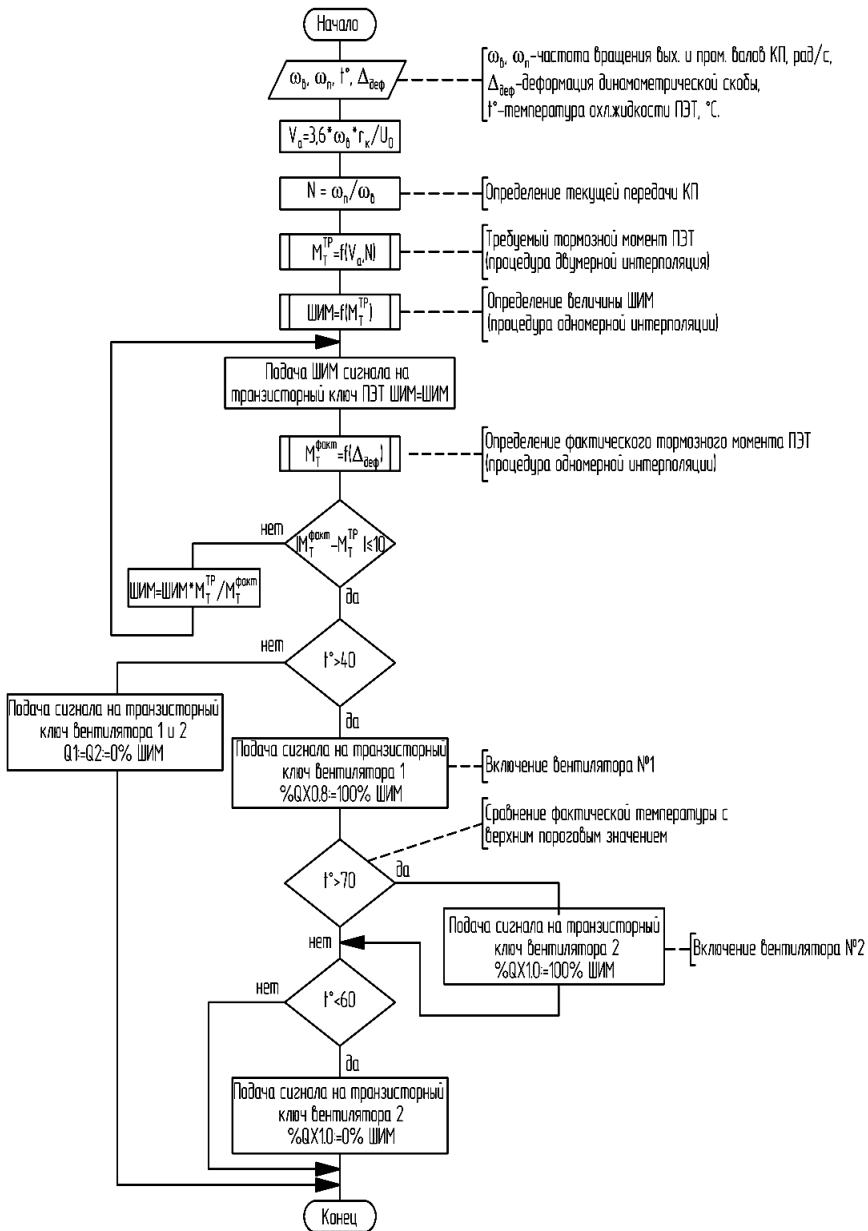


Рис. 3.39. Блок-схема алгоритма управления порошковым электромагнитным тормозом: Q0 (%QX0,0), Q1 (%QX0,8), Q2 (%QX1,0), Q3 (%QX1,8) – адреса выходных портов контроллера

При этом происходит увеличение или уменьшение напряжения на обмотках возбуждения ПЭТ, а, следовательно, изменяется и момент сопротивления электромагнитного тормоза. Обратная связь по моменту сопротивления ПЭТ обеспечивается тензометрическим датчиком 19 (см. рис. 3.35), установленным на измерительной скобе 10 порошкового тормоза. Выводы металлических тензометров датчика через операционный усилитель заведены на аналоговый вход электронного блока управления ПЭТ. Техническая характеристика тензодатчика представлена в приложении А (табл. А2).

Если температура охлаждающей жидкости ПЭТ превысит 40°С, контроллер подаёт широтно-импульсный сигнал уровня «1» на управляющий вход транзистора вентилятора №1. При достижении верхнего порогового значения температуры в контуре охлаждения контроллер ПЭТ подаёт 100% ШИМ-сигнал на управляющий вход транзистора вентилятора №2. После охлаждения жидкости до определенного уровня, контроллер формирует управляющий сигнал на выключение вентилятора №2.

### **3.4.2. Расчет тормозного момента ПЭТ и момента инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля**

Ввиду того, что на испытательном стенде использовался силовой агрегат КамАЗ (см. раздел 3.2), определение момента инерции маховых масс испытательного стенда производилось из расчета полной массы грузового автомобиля КАМАЗ-5320, техническая характеристика которого приведена в таблице 3.7.

Таблица 3.7. Основные технические характеристики автомобиля КамАЗ-5320

Наименование характеристики	КамАЗ 5320
Полная масса автомобиля, кг	20000
Масса снаряженного автомобиля, кг	8200
Передаточные числа ведущих мостов	U = 5,43
Радиус качения шины, м	0,51

Вращающиеся маховые массы 9 испытательного стенда (см. рис. 3.35), должны обладать значительным моментом инерции, эквивалентным поступательно движущейся массе автомобиля с учетом приведенных к выходному валу коробки передач суммарных моментов инерции колес и деталей трансмиссии, расположенных после КП (см. рис. 3.40 и таблицу 3.8).



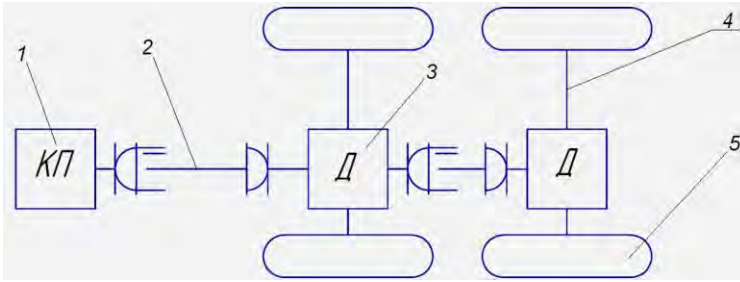


Рис. 3.40. Принципиальная схема трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320:  
 1 – коробка передач; 2 – вал карданный; 3 – дифференциал межколесный;  
 4 – полуоси; 5 – ведущие колеса

Момент инерции маховика  $I_M$ , эквивалентного поступательно движущейся массе груженного автомобиля, находится из условия равенства кинетических энергий тел, имеющих вращательное и поступательное движение [229]:

$$\frac{m_a \cdot v_a^2}{2} = \frac{I_M \cdot \omega_K^2}{2}; \Rightarrow I_M = m_a \cdot \frac{v_a^2}{\omega_K^2} = m_a \cdot \frac{r_K^2 \cdot \omega_K^2}{\omega_K^2} = m_a \cdot r_K^2;$$

т.е. 
$$I_M = m_a \cdot r_K^2, \quad (3.1)$$

где  $m_a$ - масса автомобиля, кг;  $v_a$ - линейная скорость автомобиля, м/с;  $\omega_K$ - угловая скорость колес автомобиля, рад/с;  $r_K$ - радиус качения колеса, м.

$$I_M = m_a \cdot r_K^2 = 20000 \cdot 0,5^2 = 5202 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 .$$

Суммарный момент инерции, приведенный к выходному валу КП:

$$\begin{aligned} I_{\Sigma} &= (I_M + I_{дет.мп.})/U^2 = (5202 + (22,500 \cdot 8 + 3,5 \cdot 8))/5,43^2 + \\ &+ (0,49 \cdot 4 + 0,019 \cdot 2 + 0,014 \cdot 2 + 0,015 \cdot 4 + 0,07 \cdot 4 + (0,076 + \\ &+ 0,074) \cdot 2 + 0,003 \cdot 8 + 0,082 \cdot 2)/5,43^2 + (0,011 \cdot 2 + 0,073 \cdot 2)/ \\ &/2,17^2 + 0,017 + 0,015 + 0,018 + 0,014 + 0,035 + 0,055 = \\ &= (5202 + 7,05 + 0,097 + 0,036 + 0,154)/5,43^2 = 176,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 . \end{aligned}$$

На испытательном стенде установлена трехдисковая маховая масса, параметры которой указаны в таблице 3.9. Монтаж маховой массы со станиной в сборе производился с помощью передвижной электрической кран-балки грузоподъемностью в 3 тонны, установленной в стендовом зале кафедр «Автомобили» 2-го учебного корпуса БНТУ.

Таблица 3.8. Моменты инерции основных сборочных единиц и деталей трансмиссии

Наименование элемента	Моменты инерции, кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-2</sup>	Примечание
Чашка межосевого дифференциала левая	7,612	1 шт.
Чашка межосевого дифференциала правая	7,454	1 шт.
Чашка межколесного дифференциала левая	6,945	2 шт.
Чашка межколесного дифференциала правая	6,945	2 шт.
Шестерня коническая привода среднего моста	1,835	1 шт.
Шестерня коническая привода заднего моста	1,414	1 шт.
Муфта шестерни привода среднего моста	3,470	1 шт.
Муфта блокировки межосевого дифференциала	5,525	1 шт.
Шестерня ведущая коническая главной передачи в сборе с валом ведущим заднего моста	1,715	1 шт.
Шестерня ведущая коническая главной передачи среднего моста в сборе с валом задним	1,545	1 шт.
Шестерня коническая ведомая главной передачи	7,345	2 шт.
Шестерня цилиндрическая ведущая главной передачи	1,125	2 шт.
Шестерня цилиндрическая ведомая главной передачи	8,200	2 шт.
Сателлит дифференциала (отн. собств. оси вращения)	0,018	8 шт.
Сателлит дифференциала (отн. оси вращения водила)	0,340	8 шт.
Шестерня полуосевая	1,450	4 шт.
Фланец крепления кардана к выходному валу КП, валу-шестерне главной передачи среднего и заднего мостов	2,150	4 шт.
Вал карданный привода среднего моста	5,365	1 шт.
Вал карданный привода заднего моста	3,185	1 шт.
Полуось длинная левая	1,850	2 шт.
Полуось короткая правая	1,420	2 шт.
Ступица колеса	49,150	4 шт.
Тормозной барабан в сборе	350,140	4 шт.
Ведущее колесо	2250,4	Радиус качения $r_k = 0,51$ м,

Таблица 3.9. Параметры дисков маховой массы стенда

Размеры, м $D \times d \times l$	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг	Необходим. кол-во, шт	$I_{\Sigma}$ , кг·м <sup>2</sup>
0,95x0,12x0,095	59,44*	518,58	3	178,3

Примечание: \*– при расчете момента инерции диска и их необходимого количества не учитывался момент инерции шлицевого вала, на который устанавливаются маховые массы (диски). Для вала, имеющего размер  $d \times l = 0,012 \times 0,9$  м, момент инерции будет равен:  $I = 7830 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot 0,12^4 \cdot 0,9 = 0,143 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Расчет момента сопротивления порошкового электромагнитного тормоза в зависимости от скорости вращения маховой массы по передачам производился исходя из момента сопротивления качению  $M_{\Psi}$  и момента сопротивления воздуху  $M_{\text{в}}$  [230, с. 37-38]. Ввиду того, что нагрузатель был установлен непосредственно за коробкой передач, моменты сопротивлений  $M_{\Psi}$  и  $M_{\text{в}}$  должны быть приведены к выходному валу КП. В основе приведения моментов лежит условие равенства работ приведенных и приводимых моментов [130, с.29]. Откуда:

$$M = M^* / u, \quad (3.2)$$

где  $M^*$  - приводимый крутящий момент;

$u$  – передаточное число от вала приведения до оси приводимого элемента.

Результаты расчета тормозного момента для каждой передачи сведены в таблицу 3.10.

Таблица 3.10. Тормозной момент ПЭТ по передачам

№ передачи	$U_{\text{кп}}$	$M_{\Psi}$ , Н·м	$M_{\text{в}}$ , Н·м	$M_{\Sigma}$ , Н·м	$M_{\text{торм}}$ , Н·м	$n_{\text{двс}}$ , об/мин	$n_{\text{вых}}$ , об/мин
I	7,82	164,51	3,15	167,66	167,66	2600	332,48
II	6,38	164,92	4,73	169,65	169,65	2600	407,52
III	4,03	166,74	11,86	178,60	178,60	2600	645,16
IV	3,29	168,26	17,79	186,05	186,05	2600	790,27
V	2,5	171,60	30,81	202,41	202,41	2600	1040,00
VI	2,04	175,56	46,27	221,83	221,83	2600	1274,51
VII	1,53	184,79	82,26	267,04	267,04	2600	1699,35
VIII	1,25	195,29	123,24	318,53	318,53	2600	2080,00
IX	1	213,06	192,56	405,62	405,62	2600	2600,00
X	0,85	238,01	289,90	527,91	527,91	2600	3190,18

Обозначения в таблице 3.10:  $n_{\text{двс}}$ ,  $n_{\text{вых}}$  – частота вращения соответственно коленвала ДВС и выходного вала КП;  $M_{\psi}$  – момент сопротивления дороги в приведении к выходному валу КП из расчета движения без преодоления автомобилем уклонов более чем в  $3^{\circ}$  (350 ‰);  $M_{\Sigma}$  – суммарный приведенный момент аэродинамического сопротивления и сопротивления дороги;  $M_{\text{торм}}$  – тормозной момент, развиваемый порошковым электромагнитным тормозом.

Полученные значения расчетного тормозного момента  $M_{\text{торм}}$  использовались при программировании микропроцессорного блока системы управления порошковым электромагнитным тормозом.

Как видно из представленных результатов расчета (см. таблицу 3.10), частота вращения выходного вала коробки на VIII передаче превышает максимально допустимую частоту вращения ротора ПЭТ-250М, указанную в технической характеристике (см. приложение А, табл. А1). Следовательно, на испытательном стенде возможно имитация сопротивления движению только на первых семи передачах переднего хода. Однако, для проверки работоспособности мехатронной системы управления силовым агрегатом и отладки алгоритмов трогания с места, маневрирования и переключения передач, разработанный имитационный комплекс обеспечит приемлемую для стендовых испытаний адекватность симуляции внешних возмущающих факторов.

### 3.5. Информационно-управляющая система стенда

В основу проектируемой мехатронной системы положена концепция модульной компоновки. Двигатель внутреннего сгорания, коробка передач со сцеплением, порошковый электромагнитный тормоз имеют отдельные электронные блоки управления, объединенные в локальную сеть. Определение необходимого количества электронных блоков управления для функционирования мехатронной системы, а также установка необходимой конфигурации входов/выходов используемых CAN-модулей были произведены на основе разработанной принципиальной схемы стенда АМСУСА (см. рис. 3.2).

Запросы системы по входам/выходам, их конфигурация, а также количество и тип модулей приведены в табл. 3.11-3.12.

Таблица 3.11. Конфигурация и необходимое количество входов/выходов

Агрегат Узел  Вх/вых	ЭБУ двигателем		ЭБУ трансмиссией					ЭБУ ПЭТ	Σ
	ДВС	Пе- даль «газа»	СЦ	КП	Пульт управления АМСУСА			Порошковый. тормоз	
					Селектор режимов	Световая индикац. и зуммер	Тормозн. система		
DigIn	3	-	-	7	7	-	1	-	18
AnaIn	3	2	1	3	-	-	1	2	12
Output	2	-	1	6	-	2	-	3	14

Таблица 3.12 – Набор модулей и конфигурация входов/выходов

Конфигурация вх/вых		Digital Input		Analog Input		Output	
		Всего	Ис- польз.	Всего	Ис- польз.	Всего	Ис- польз.
ЭБУ двигателя	CR2500 (smart- controller)	4	3	4	4+1*	4	2
ЭБУ трансмиссии	CR2500 (smart- controller)	4	3	4	4	4	3
	CR2511 (output module)	-	-	-	-	8	6
	CR2012(input/ou tput module)	14	12	2	1	0	0
ЭБУ ПЭТ	CR2500 (smart- controller)	4	0	4	2	4	3
Σ		26	18	14	12	20	14

Примечание: \*– один из цифровых входов сконфигурирован как аналоговый.

Информационно-управляющая система (ИУС) стенда представляет собой распределенную масштабируемую систему (рис. 3.41) с открытой архитектурой [35, с. 130].

Для обмена информационными потоками используются две независимые помехозащищенные CAN-шины (см. рис. 3.41), выполненные в соответствии с международным стандартом ISO 11898. В зависимости от CAN-конфигурации скорость передачи данных находится в пределах от 10 Кбит/с (низкоскоростная сеть) до 1 Мбит/с (высокоскоростная сеть), максимально возможная длина шины составляет 10000 м и 50 м соответственно, а количество узлов в ней – 32 и более [47, 48, 49, 50, 51, 52].

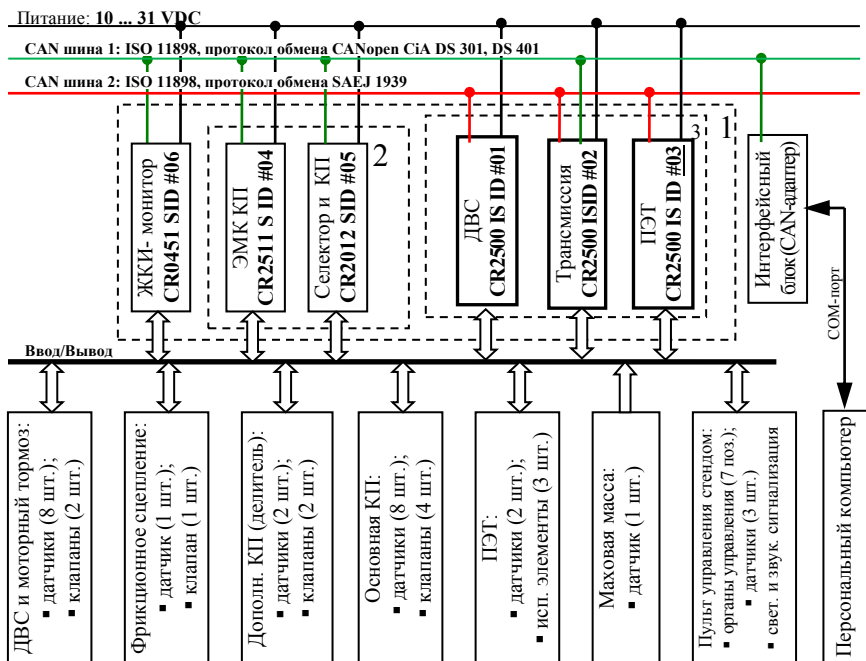


Рис. 3.41. Структурная схема информационно-управляющей системы стенда:  
 1 – масштабируемый набор модулей (ID #01...ID #32, CAN 2.0B, ISO 11898) ввода/вывода, обработки и управления, отображения; 2– модули CR2511 и CR2012 с программируемой структурой каналов ввода/вывода; 3– модули CR2500 (смарт-контроллер, интеллектуальный модуль) обработки и управления

ИУС АМСУСА поддерживает протоколы типа «мастер-подчиненный» стандарта CANopen [195, 231] и стандарта SAE J 1939, регламентирующего формирование локальных сетей для подвижных транспортных средств [81, с. 19].

Посредством второй шины возможно подключение к контроллеру дизельного двигателя с электронным управлением топливopодачей EDC (Electronic Diesel Control), антиблокировочной и другим электронным системам транспортного средства, обмен информацией и управление их работой в соответствии с разработанным алгоритмом. Кроме того, наличие второй шины обеспечивает аппаратное резервирование, позволяющее переадресовывать информационные потоки при физических повреждениях первой шины. Как видно из представ-

ленной на рис. 3.41 структурной схемы, смарт-контроллеры должны иметь как минимум два CAN-интерфейса, а модули ввода/вывода – один CAN-интерфейс. То есть, для подключения CAN-модуля в сеть, физический уровень предусматривает наличие одного или двух разъемов, стыкуемых с соответствующими разъемами шины данных.

Подключение устройств к CAN-шине без разъемов не допускается. Интеграция CAN-модуля непосредственно в разрыв линии передачи при шинной топологии сети, позволяет увеличить быстродействие за счет параллельного обслуживания узлов [35, с. 135] и дает возможность практически неограниченного наращивания количества подсоединяемых устройств.

При разработке сетевой инфраструктуры все вышеперечисленные требования были выполнены. На испытательном стенде была использована 9- шлейфная шина со стандартными самообжимными разъемами DB9 (D-Sub), играющими роль узловых точек подсоединения CAN-модулей ID#01...ID#06 (см. рис. 3.41) и сетевого адаптера USB-to-CAN. Спроектированная согласно требованиям ИЕС, первая шина (CAN-шина 1, рис. 3.41) имеет восемь узлов, а ее длина составляет 1,5 м. Количество узлов в CAN-шине 2 – семь, длина шины – 1,4 м. Для присоединения модулей к CAN-шине использовался 9-штеккерный разъем типа D-Sub. Возможность использования разъема DB9 (D-Sub) в CAN-сетях изложена в соответствующей литературе [232, 233]. Внешний вид разъема DB9, а также его терминальная информация представлены на рис. 3.42.



Рис. 3.42. Внешний вид и распиновка разъема DB9

Программно-аппаратную платформу ИУС составляют типовые CAN-модули (см. рис. 3. 41). Каждый модуль имеет 12 или 16 каналов ввода/вывода аналоговой и дискретной информации.

Интеллектуальный модуль или так называемый смарт-контроль-

лер (рис. 3.43), построенный на высокоскоростном микропроцессоре C167C изготовленном по CMOS-технологии, имеет 16-битную разрядность, программируется в соответствии с международным стандартом IEC 61131-3 и обеспечивает реализацию функций ввода и обработки полученных данных. Вычислительные и аппаратные ресурсы ЭБУ достаточны для отработки алгоритмов управления реального времени и формирования выходных сигналов, которые могут быть дискретными или использовать широтно-импульсную модуляцию с обратной связью по потребляемому току. Максимальная нагрузка на канал составляет 4 А. Назначение портов контроллера CR2500 представлено на рис. 3.44



Рис. 3.43. Внешний вид смарт-контроллера ecomat R360 серии CR2500

Модули ввода/вывода, работающие под управлением интеллектуальных модулей, осуществляют только ввод данных и вывод управляющих сигналов. Указанные модули необходимы для расширения возможностей смарт-контроллера по количеству входов/выходов. Внешний вид и назначение портов модуля вывода CR2511 и модуля ввода CR2012 показаны на рис. 3.45 - 3.46 и в таблице 3.13.

Диапазон измерения входных аналоговых сигналов по току находится в пределах от 4 до 20 мА, по напряжению – от 0 до 30 В. Максимальная частота опроса для каждого канала составляет 50 Гц. Кроме того, в интеллектуальных модулях предусмотрено измерение частотных сигналов, которые изменяются от 100 до 50000 Гц. Входы аналоговых каналов защищены от короткого замыкания и перегрузки.

Дискретные каналы ввода выполняют функции приема пороговых значений от соответствующих датчиков, сигналов от концевых выключателей и органов управления (кнопок, подрулевых переключателей, селекторов типа рычага-джойстика, «сухих» контактов и т.д.).

При этом значению логической единицы соответствует напряжение питания. Количество таких каналов может варьироваться от 4 до 16 в зависимости от типа CAN-модуля и его конфигурации.



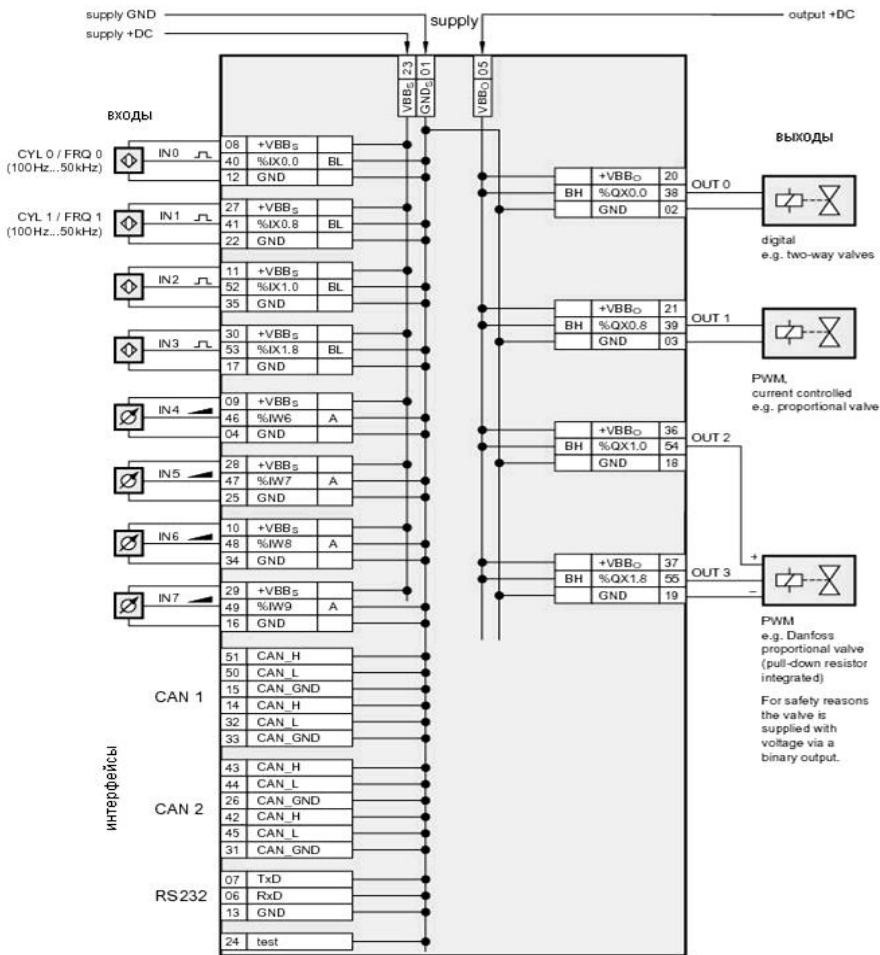


Рис. 3.44. Назначение портов контроллера CR2500

Информационно-управляющая система АМСУСА сохраняет работоспособность в диапазоне температур  $-40^{\circ}\text{C} \dots +85^{\circ}\text{C}$ . Для отдельных датчиков, расположенных в зонах с высокими температурами, верхняя граница температурного диапазона достигает  $+125^{\circ}\text{C}$ .

Составные части ИУС выполнены в пылевлагозащищённых корпусах, обладают высокой вибро-и удароустойчивостью, невосприимчивы к воздействию электромагнитных помех и изменению полярности напряжения питания.

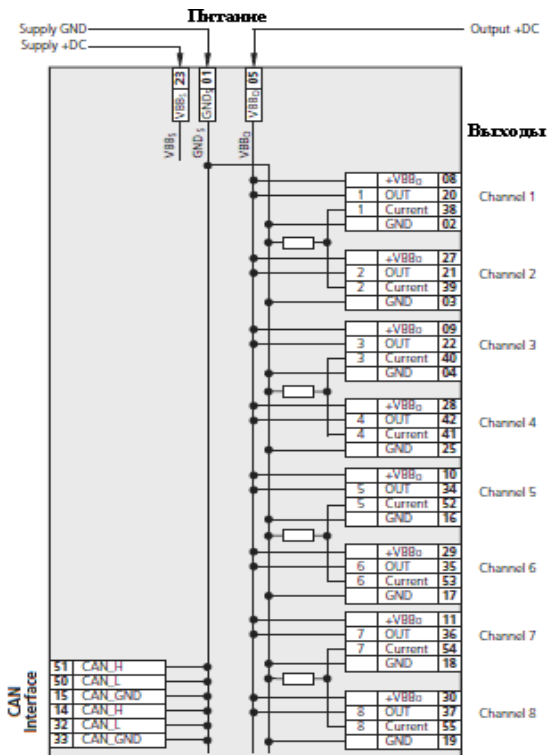


Рис. 3.45. Внешний вид и назначение портов модуля вывода ifmCR2511

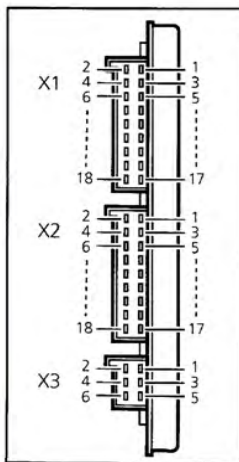
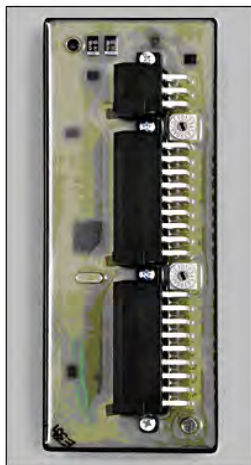


Рис. 3.46. Внешний вид и поинсовая нумерация разъемов модуля ввода CR2012

Таблица 3.13. Назначение портов модуля ввода ifmCR2012

Разъем X1				
Пин	Потенциал	Конфигурация входов*		Выходы*
1	канал 1	Bin IN 1	–	
2	+U <sub>B</sub>			
3	канал 2	Bin IN 2	–	
4	+U <sub>B</sub>			
5	канал 3	Bin IN 3	–	
6	+U <sub>B</sub>			
7	канал 4	Bin IN 4	–	
8	+U <sub>B</sub>			
9	+U <sub>B</sub>			
10	+U <sub>B</sub>			
11	канал 5	Bin IN 5	Ana IN 5	
12	канал 6	Bin IN 6	Ana IN 6	
13	GND			
14	GND			
15	канал 7	Bin IN 7	–	Bin OUT 7
16	GND			
17	канал 8	Bin IN 8	–	Bin OUT 8
18	GND			
Разъем X2				
1	канал 9	Bin IN 9	–	
2	+U <sub>B</sub>			
3	канал 10	Bin IN 10	–	
4	+U <sub>B</sub>			
5	канал 11	Bin IN 11	–	
6	+U <sub>B</sub>			
7	канал 12	Bin IN 12	–	
8	+U <sub>B</sub>			
9	+U <sub>B</sub>			
10	+U <sub>B</sub>			
11	канал 13	Bin IN 13	Ana IN 13	
12	канал 14	Bin IN 14	Ana IN 14	
13	GND			
14	GND			
15	канал 15	Bin IN 15	–	Bin OUT 15
16	GND			
17	канал 16	Bin IN 16	–	Bin OUT 16
18	GND			
Разъем X3				
1	+U <sub>B</sub>			
2	GND			
3	+U <sub>B</sub>			
4	GND			
5	CAN-L			
6	CAN-H			

Примечание: \* – Необходимая конфигурация входов/выходов производится в среде программирования CoDeSys в закладке PLC-Configuration настройкой параметров опции SDO-Service

Для тестирования работоспособности составных частей, а также регистрации данных, циркулирующих в CAN-сети, для ИУС разработан специализированный комплект программно-аппаратных средств. Этот комплект состоит из интерфейсного блока и инструментальной среды или CAN-монитора.

Интерфейсный блок (см. рис. 3.41) позволяет подключать персональный компьютер, работающий под управлением операционной системы Windows, через последовательный порт к CAN-сети. Основным элементом интерфейсного блока является адаптер USB-to-CAN производства немецкой компании IXXAT Automation GmbH, имеющий два CAN-интерфейса. Внешний вид адаптера представлен на рис. 3.47, а его технические характеристики приведены в таблице В3 Приложения В.

Обладая мощной 16-разрядной микроконтроллерной системой, адаптер USB-CAN позволяет производить фильтрацию, предварительную обработку и сохранение получаемых сообщений. Контроль процессов передачи и получения информации возможен даже при высокой скорости передачи данных и значительной загрузке обеих CAN-шин [234].



Рис. 3.47. Внешний вид адаптера USB-to-CAN V2.2 IXXAT Automation GmbH

Инструментальная среда обеспечивает мониторинг сети, регистрацию и хранение данных, построение цифровых «осциллограмм» и их отображение в графическом виде на экране дисплея ПК с пояснительными надписями и шкалами в физических единицах. Кроме того, предусмотрена побитовая расшифровка поступающих сообщений и формирование сценариев. Они представляют собой совокупность разнообразных CAN-объектов или посылок, последовательно транслирующихся в сеть.

Инициализация сети CANOpen на испытательном стенде, включая выбор целевой платформы проекта, установку сетевого «мастера» и «подчиненных» модулей, конфигурирование блоков и отладку мони-

торинга сетевой инфраструктуры, осуществлялась в среде программирования CoDeSys (Controller Development System) версии V2.3.

На рис. 3.48 показана конфигурация контроллеров, определяющая аппаратные средства системы при использовании в сетевом обмене информацией протокола высокого уровня CANOpen. Настройка окна PLC Configuration производилась во вкладке ресурсов Организатора объектов CoDeSysV2.3 [235, раздел 6, с. 33]. Как видно из рис. 3.48, конфигурация ПЛК отображается в редакторе в виде иерархического дерева, основу которого составляет смарт-контроллер CR2500 ConfigurationV04.00.01, являющийся, так называемой, целевой платформой проекта. В окне также отображается распределение адресов входов/выходов каждого контроллера, что определяет привязку проекта к аппаратным средствам. На основе описания конфигурации ПЛК, CoDeSys проверяет правильность задания МЭК адресов, используемых в программах, на их соответствие фактически имеющимся аппаратным ресурсам.

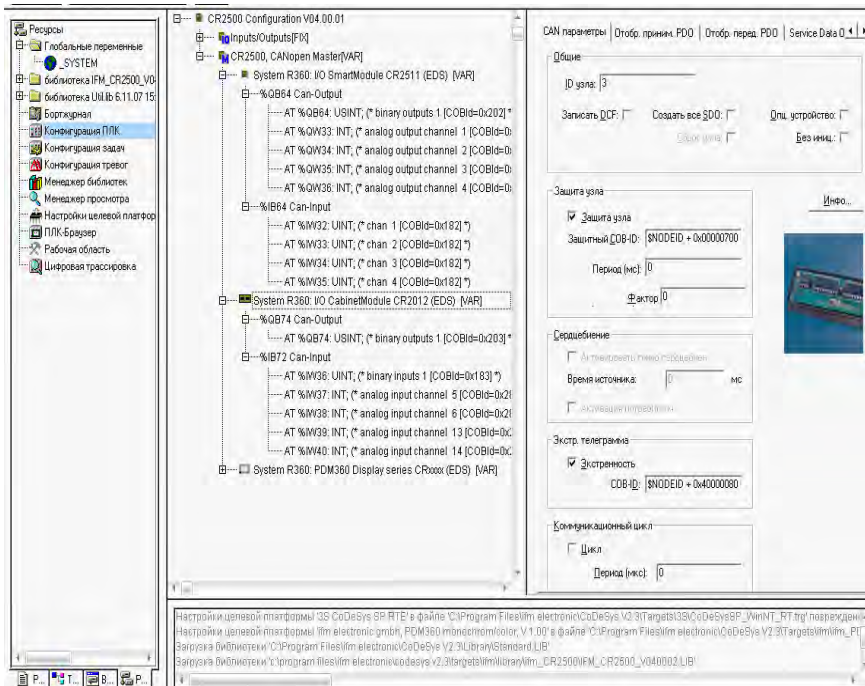


Рис. 3.48. Конфигурация контроллеров сети CANOpen

Технические данные указанных в конфигурации интеллектуальных модулей и модулей ввода-вывода приведены в Приложении В (табл. В1). Расположение CAN-модулей на испытательном стенде представлено на рис. 3.49. Распределение датчиков и электромагнитных клапанов по электронным блокам, а также их привязка к конкретным адресам представлены в Приложении В (табл. В2).



Рис. 3.49. Внешний вид CAN-шины и расположение CAN-модулей:  
1, 3 – CAN-модули обработки и управления; 2, 4 – CAN-модули ввода/вывода;  
5 – CAN -шина

Использование сетевой инфраструктуры CANOpen позволяет существенно уменьшить количество проводов по сравнению с традиционной схемой передачи данных между основным и вспомогательными CAN-модулями («мастером» и «подчиненным»). Вместо отдельного провода на каждый сигнал, шинная топология предусматривает только три провода для обмена данными между электронными блоками: 2 сигнальных и экран (см. рис. 3.50). Причем необходимым элементом CAN-шины является балансирующее сопротивление номиналом в 120 Ом, устанавливаемое по краевым разъемам DB9 (D-Sub).

Типовая сеть CANOpen может содержать до 31 узла ввода/вывода [236, с. 79]. К CAN-шине 1 (см. рис. 3.50) подключены 5 устройств: сетевой «мастер» (ПЛК esomat R360 серии CR2500), два «подчиненных» модуля ввода/вывода (CR2511 и CR2012), ЖКИ-монитор (CR0451) и адаптер USB-to-CAN. Каждый сетевой узел имеет объектную директорию, доступ к которой обеспечивается с помощью

SDOs (Service Data Objects), представляющих собой 11-и битные объектно-ориентированные идентификаторы, называемые COB Ids (CAN object Ids).

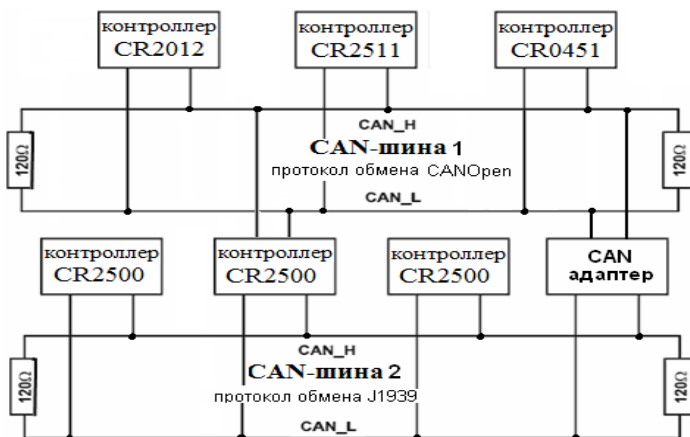


Рис. 3.50. Сетевая инфраструктура информационно-управляющей системы

Передача данных в CAN-сети может осуществляться в двух различных режимах: циклическом (cyclic data access) и нециклическом (non-cyclic data access или single channel random access) [237, с. 254]. В первом случае сигналы, конвертируемые в последовательные потоки данных – блоки PDO (ProcessDataObjects), передаются через определенные интервалы времени. Второй режим используется для пересылки только тех данных, у которых изменились значения или адресат сигнала. Ввиду незначительной загруженности шины в проекте использовался циклический режим передачи данных с периодом фрейма равным 100 мс. Всего до 32 байт (16 сетевых слов) может быть отправлено в каждом направлении, используя 64-битовые PDO-сигналы (4 TxPDOs + 4 RxPDOs) [233, с. 32].

### 3.6. Пульт оператора испытательного стенда и органы управления автоматизированной мехатронной системой

Контроль за работой испытательного комплекса осуществляется оператором с пульта управления (см. рис. 3.51), имитирующего рабочее место водителя. На пульте расположены органы управления авто-

матризированным силовым агрегатом и контрольно-измерительные приборы, позволяющие следить за состоянием двигателя, сцепления, коробки передач, порошкового тормоза и АМСУСА.

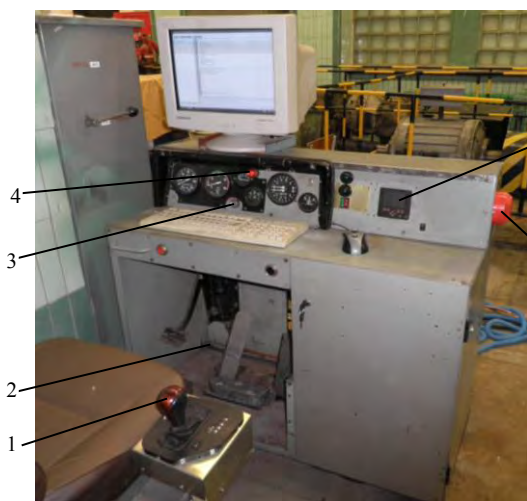


Рис. 3.51. Пульт управления испытательным стендом:

1 – селектор режимов;  
2 – pedalная группа (слева на право: педаль сцепления, тормоза, акселератора);  
3 – панель приборов;  
4 – лампа световой индикации;  
5 – ЖКИ-монитор; 6 – зуммер

К органам управления относятся: электронная педаль «газа», педаль тормоза, кран срабатывания вспомогательной тормозной системы, педаль сцепления и селектор режимов работы автоматизированного силового агрегата.

Панель приборов содержит спидометр, тахометр, стрелочный манометр, указатели давления масла и температуры охлаждающей жидкости, указатель уровня зарядки аккумуляторной батареи, замок-распределитель зажигания, а также лампы индикации режима срабатывания основной и вспомогательной тормозных систем. Кроме того, панель дополнительно оснащена ЖКИ-монитором ifm CR4501 (см. рис. 3.52), отображающего режим движения, номер текущей передачи, давление рабочего тела в ИМ двигателя, сцепления и коробки передач, температуру охлаждающей жидкости, давления масла и частоту вращения коленчатого вала двигателя. Технические характеристики ЖКИ-монитора CR4501 представлены в Приложении В (табл. В4).

На случай возможного возникновения аварийной ситуации или для исключения некорректных действий со стороны оператора пульт оснащен лампой 4 световой индикации и звуковой сигнализацией (зуммером 6, см. рис. 3.51).





Рис. 3.52. ЖКИ монитор ifm CR0451:

1 – дисплей на жидких кристаллах; 2, 5 – свободно программируемые функциональные клавиши с подсветкой; 3 – клавиша выбора; 4 – клавишный курсор; 6 – пятиконтактный разъем питания и CAN-интерфейса

В качестве органа управления режимами работы силового агрегата используется селектор (рис. 3.53) от легкового автомобиля BMW 5-й серии с модифицированной под 24 В системой питания [238, с.85, рис. 2].



Рис. 3.53. Селектор режимов работы силового агрегата:

1 – рычаг селектора; 2 – указатель режимов с подсветкой: «P» – (англ. «Parking») режим парковки; «R» (англ. «Reverse») – режим движения задним ходом; «N» (англ. «Neutral») – нейтральный режим; «D» (англ. «Drive») – движение на передачах переднего хода в автоматическом режиме работы силового агрегата; «M/S» (англ. «Manual/Sport») – командный режим управления коробкой передач; «+ / -» – переключение на высшую / низшую передачу в командном режиме управления КП; 3 – клавиша включения (выключения) подсветки

При перемещении оператором рычага селектора в позицию *P*, *R*, *N*, *D*, *M/S*, «+» или «-» (см. рис. 3.54 на входные порты разъема *X1* электронного блока 4 поступает сгенерированный цифровой сигнал. Полученная информация конвертируется с размещением в 1 байте 64-битного пакета TxPDO, обрамляется 11 битным объектно-ориентированным идентификатором (COB Id) и в виде общей телеграммы (блока PDO+SDO) поступает по CAN-шине 1 в распоряжение smart контроллера 1 управления трансмиссией. CAN сопряжение между «мастером» (smart-контроллером CR2500) и «подчиненным» (модулем ввода CR2012) – согласно стандарту ISO 11898.

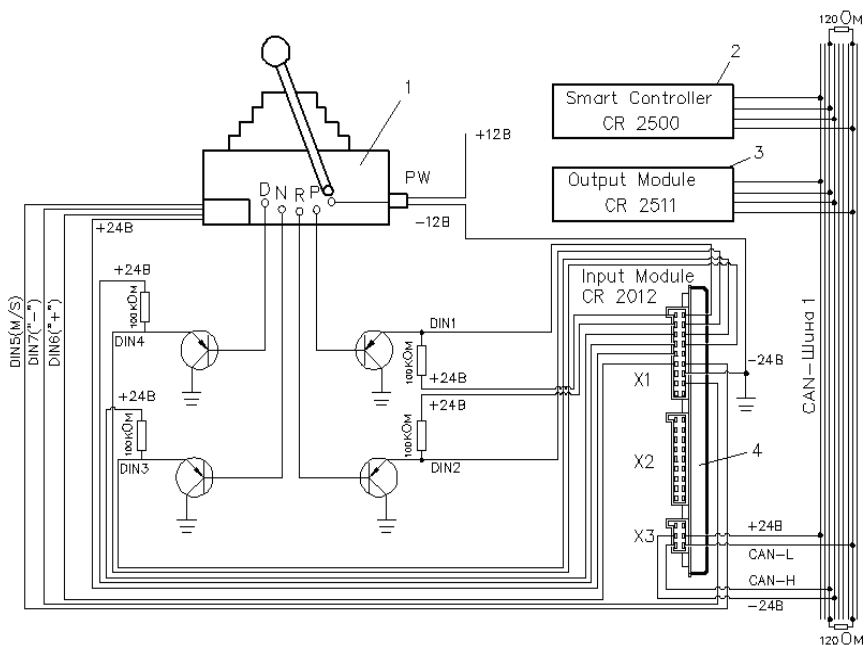


Рис. 3.54. Схема подключения селектора к CAN-модулю ifm CR2012:

- 1 – селектор режимов работы силового агрегата; 2 – smart-контроллер CR2500;
- 3 – модуль вывода CR2511; 4 – модуль ввода CR2012;
- DIN1..DIN7* (Digital Input) – цифровые входы контроллера CR2012

Таким образом, переход рычага селектора из одной позиции в другую инициирует начало отработки определенного алгоритма по управлению силовым агрегатом. Причем в положении *P*, *R*, *N* или *D*, за основу принимается сигнал уровня «0», поскольку при переводе

селектора в одну из вышеуказанных позиций ток базы соответствующего транзистора (см. рис. 3.54) закрывает р-п-р переход, прерывая течение заряда от эмиттера к коллектору. На соответствующем входе *DIN1*, *DIN2*, *DIN3* или *DIN4* контроллера CR2012 происходит смена сигнала с «True» на «False». При переводе селектора в положение *M/S*, «+», или «—» за основу принимается сигнал уровня «1».

Как видно из рис. 3.54, все семь позиций селектора заведены на порт *X1* модуля ввода CR2012, имеющего 8 цифровых входов. Техническая характеристика электронного блока CR2012, а также адресное распределение позиций селектора представлены в табл. В1 и В2 Приложения В.

### **3.7. Адаптивный алгоритм управления дизельным двигателем.**

#### **Определение характеристик и рабочих зон исполнительных механизмов ДВС**

##### **3.7.1. Алгоритм управления дизельным двигателем**

Для дизельных двигателей, отвечающих стандарту Euro-2, применяется механическая система управления топливоподачей. Такие двигатели устанавливаются на некоторые модели автомобилей производства ОАО «Минский автомобильный завод» [239] и пользуются спросом в силу целого ряда преимуществ, связанных с соотношением цены-качества, ремонтпригодностью и простотой обслуживания. Однако использование двигателей с механической топливоподачей в мехатронных системах управления силовым агрегатом ограничено наличием механической связи между педалью и рычагом регулятора топливного насоса высокого давления (ТНВД). Это не позволяет ЭБУ трансмиссией в процессе трогания, маневрирования и переключения передач регулировать обороты двигателя независимо от воздействия водителя на педаль «газа».

Разработанный специалистами БНТУ пневматический привод регулятора ТНВД дизельного двигателя с механической топливоподачей имеет электронное управление [240] и легко интегрируется в мехатронную систему силового агрегата автомобиля (рисунок 3.55).

Основными элементами привода являются пропорциональный электромагнитный клапан (ЭМК) 4 и силовой пневматический цилиндр 8 одностороннего действия, установленный на корпусе ТНВД. Шток пневмоцилиндра шарнирно соединен с рычагом регу-

лятора ТНВД. В качестве органа управления топливоподачей используется педаль 21 с бесконтактным датчиком 19 положения. Механическая связь между педалью и рычагом регулятора отсутствует. Процесс изменения топливоподачи полностью автоматизирован. Управление пропорциональным клапаном осуществляется ЭБУ на основе широтно-импульсной модуляции.

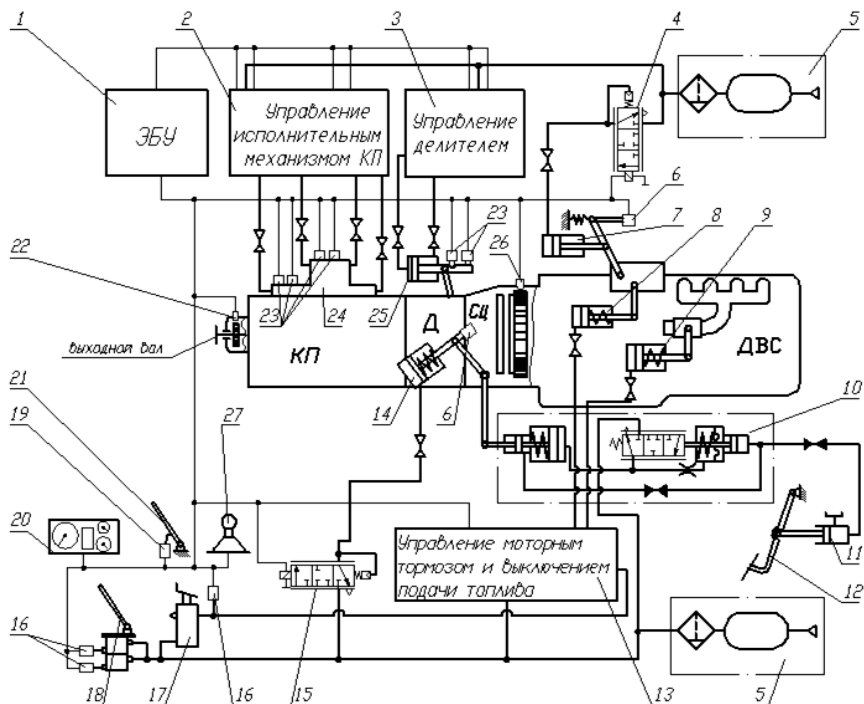


Рис. 3.55. Принципиальная схема мехатронной системы силового агрегата:

- 1 – электронный блок; 2, 3, 13 – блок ЭМК; 4, 15 – пропорциональные ЭМК;
- 5 – питающая часть пневмопривода; 6, 19 – датчики перемещения;
- 7, 8, 9, 14, 24, 25 – исполнительные механизмы; 10, 11, 12 – гидропривод сцепления;
- 16 – датчики давления; 17 – кран моторного тормоза; 18 – тормозной кран;
- 20 – панель приборов; 21 – педаль акселератора; 22, 26 – датчики частоты вращения;
- 23 – концевые выключатели; 27 – селектор режимов

Расчет геометрических параметров силового исполнительного механизма с согласованием характеристик исполнительной и управляющей частей привода, выбор обратной связи на электронный блок управления, а также внешний вид исполнительного меха-

222

низма ДВС, технические характеристики электронной педали акселератора, пневматического силового цилиндра и пропорционального ЭМК подробно изложены и представлены в разделе 3.3.1.

В процессе трогания с места, маневрирования и переключения передач управление топливоподачей двигателя осуществляется контроллером независимо от положения педали акселератора, задаваемого водителем. На этих режимах в качестве обратной связи на электронный блок управления используется значение угловой скорости коленвала двигателя, определяемое датчиком 26 частоты вращения (см. рисунок 3.55).

На режимах разгона и установившегося движения ЭБУ задает управляющее воздействие на исполнительный механизм 4 топливоподачи, обеспечивая пропорциональность углов поворота педали 21 акселератора и рычага регулятора ТНВД.

В основу алгоритма управления топливоподачей [241] положены нормирующие и масштабирующие преобразования сигнала от датчика 19 (см. рисунок 3.55) углового положения педали 21 акселератора с последующим проведением процедуры одномерной интерполяции (см. рисунок 3.56). Полученное значение используется микропроцессором в качестве входной величины в функциональный блок PWM [237, раздел 9, с. 7]. В результате выполнения подпрограммы выходной каскад контроллера генерирует ШИМ-сигнал определенной скважности, тем самым, обеспечивая пропорциональность углов поворота педали 21 акселератора и рычага регулятора ТНВД.

Разработанный алгоритм включает обработку аварийной функции по перегреву двигателя, недостаточности или избыточности давления масла в контуре системы смазки, а также процедуру прогрева двигателя после запуска при пониженной температуре окружающего воздуха.

Предложенная мехатронная система управления топливоподачей дизельного двигателя относится к классу *адаптивных* [241, с. 40], поскольку каждые 10000 км пробега происходит автоматическое «подстраивание» величины ШИМ-сигнала при обнаружении изменений в характеристиках топливной аппаратуры двигателя или пропорционального электромагнитного клапана управления исполнительным механизмом ДВС.

Работоспособность вышеописанного алгоритма подтверждена оциллограммой (рисунок 3.57), отображающей зависимость угла перемещения рычага регулятора от перемещения педали управления топливоподачей при частоте управляющего ШИМ-сигнала 200Гц.

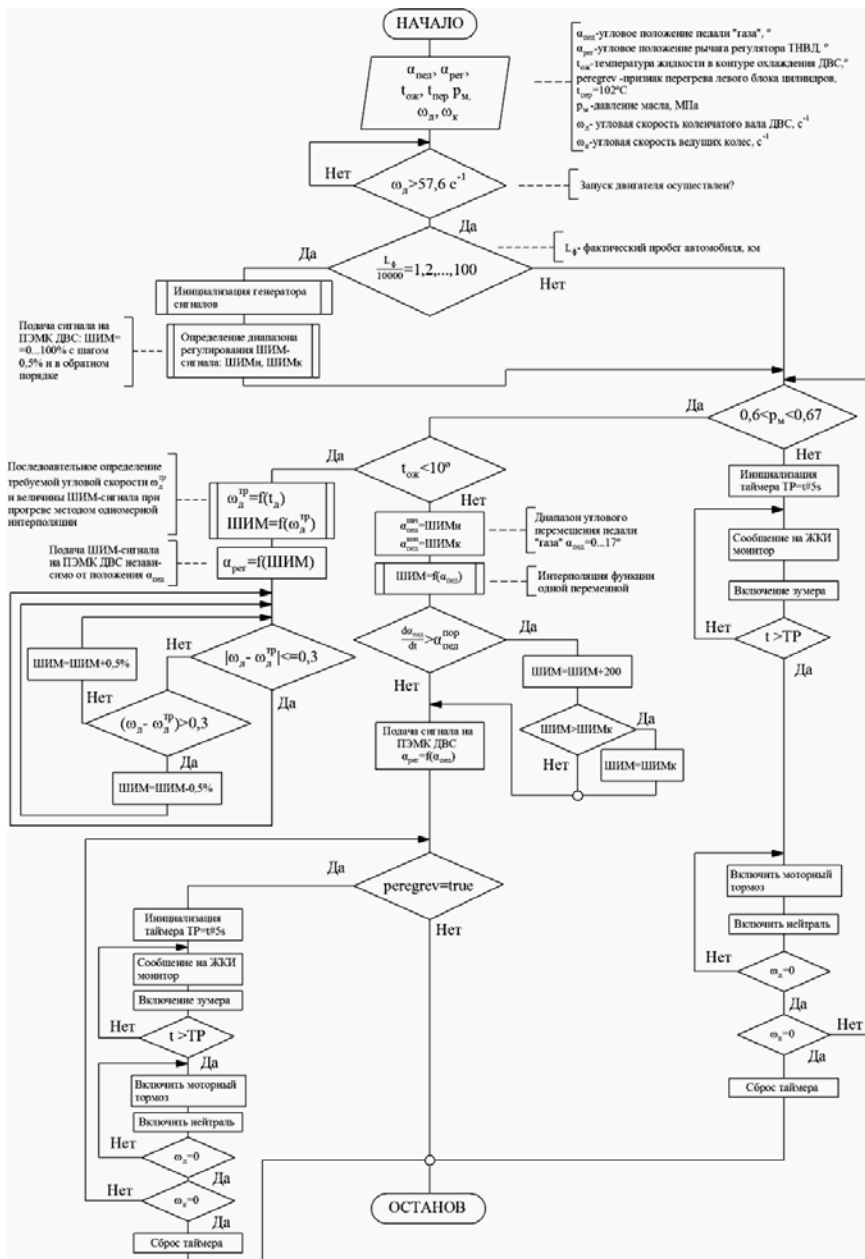


Рис. 3.56. Адаптивный алгоритм управления дизельным двигателем

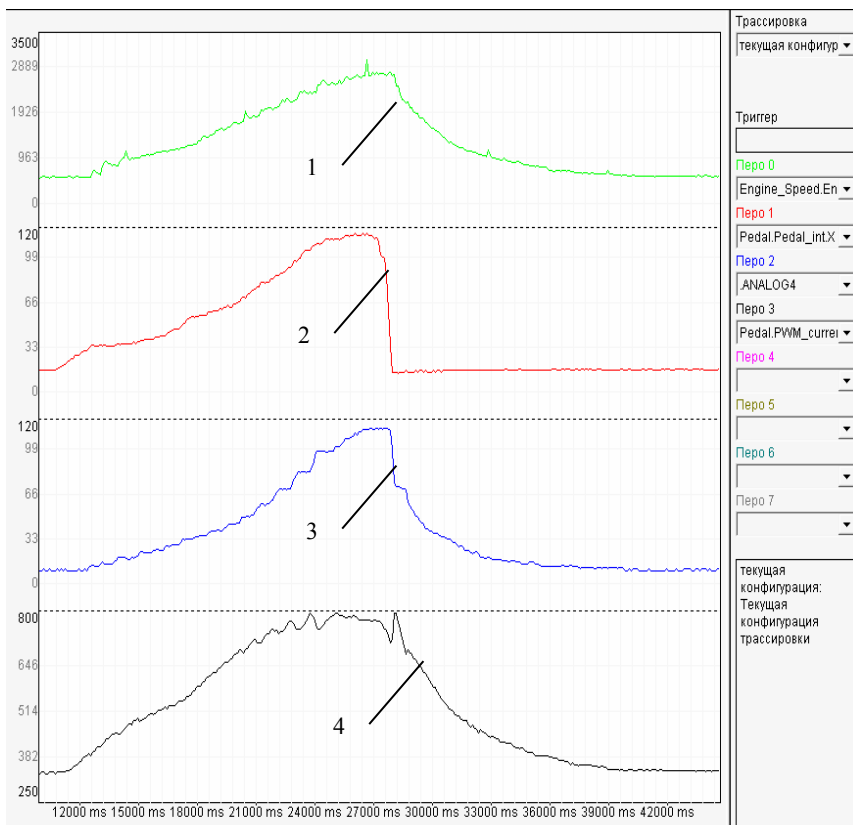


Рис. 3.57. Осциллограмма процесса управления топливоподачей ДВС:  
 1 – частота вращения коленвала двигателя, об/мин; 2 – перемещение педали акселератора, бит; 3 – перемещение рычага регулятора ТНВД, бит;  
 4 – ток наобмотках ПЭМК управления топливоподачей, мА

### 3.7.2. Определение диапазона управления рычагом топливного насоса высокого давления

При отладке электронной системы особое внимание уделялось оценке диапазона управления ШИМ-сигнала. Данная величина, с одной стороны, характеризует оптимальность характеристик выбранных аппаратных средств и рассчитанных геометрических параметров силовой части привода. С другой стороны, от ее величины напрямую зависит качество управления и точность регулирования.

Среди целого ряда факторов, оказывающих влияние на ширину диапазона управления, а это скорость перемещения педали акселератора, напряжение аккумуляторных батарей, согласованность геометрических параметров исполнительного механизма и характеристик электронных компонентов привода, наибольший эффект вызывает изменение частоты управляющего сигнала [242].

Для исследования влияния частоты ШИМ-сигнала на диапазон управления было разработано программное обеспечение, позволяющее инициализировать генератор сигналов и в автоматическом режиме обеспечивать подачу ШИМ-сигнала различной скважности (но определенной частоты) на обмотки пропорционального электромагнитного клапана 4 (см. рисунок 3.55), управляющего исполнительным механизмом двигателя. В качестве обратной связи использовалось положение рычага регулятора ТНВД, фиксируемое потенциометрическим датчиком 6 угловых перемещений МУ-615А.

На испытательном стенде была проведена серия экспериментов с записью процесса перемещения рычага регулятора ТНВД в зависимости от величины ШИМ-сигнала при частотах от 150 до 250 Гц. Графическое представление результатов полунатурного эксперимента производилось с помощью средств визуализации CoDeSysV2.3 [235, с. 6-65]. Сигнал ШИМ с различной скважностью подавался от контроллера 1 на пропорциональный электромагнитный пневмоклапан 4 (см. рисунок 3.55), управляющий наполнением рабочих полостей исполнительного механизма. В результате перемещения штока силового пневмоцилиндра 7, рычаг регулятора ТНВД поворачивался на некоторый угол, регулируя величину подачи топлива.

Зона регулирования, т.е. диапазон изменения скважности управляющего сигнала, при котором срабатывает исполнительный механизм, определялась на основе анализа сигнала с датчика 6 перемещения рычага ТНВД (см. рисунок 3.55).

Осциллограмма вышеописанного процесса при частоте управляющего сигнала  $\nu = 200$  приведена на рисунке 3.58. Результаты обработки осциллограмм приведены в таблице 3. 14.

Как показали результаты экспериментов, диапазон ШИМ-сигнала при частоте 150 Гц оказался наибольшим и составил 57,9%. С повышением частоты наблюдается устойчивая тенденция к сужению диапазона управления [242]. Так уже при 200 Гц диапазон управления



уменьшился на 11,9% и составил 49,1% ШИМ. При частоте 250 Гц диапазон уменьшился на 18,5% и составил 39,5% ШИМ.

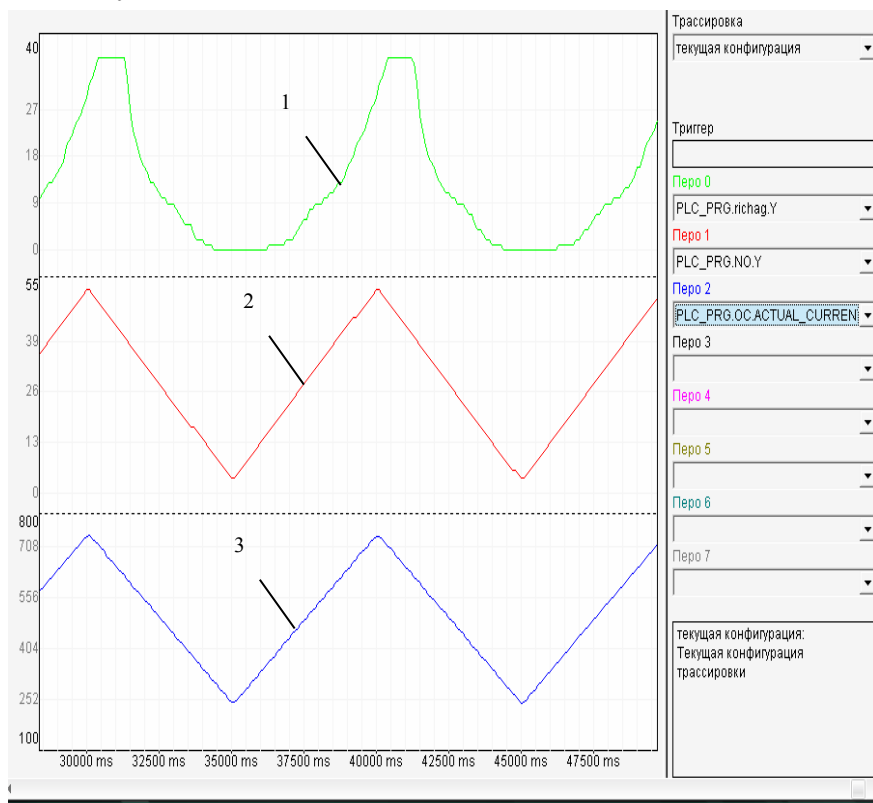


Рис. 3.58. Осциллограмма процесса управления ТНВД при  $\nu = 200$  Гц:  
1 – перемещение рычага регулятора ТНВД, град; 2 – величина ШИМ-сигнала, %;  
3 – ток в обмотках ПЭМК ДВС, мА

Таблица 3.14. Влияние частоты ШИМ-сигнала на диапазон управления

Частота ШИМ-сигнала, Гц	Значение частоты ШИМ-сигнала, HEX	Начальный ток ПЭМК, мА	Верхняя граница диапазона ШИМ-сигнала, бит	Нижняя граница диапазона ШИМ-сигнала, бит	Диапазон ШИМ-сигнала, бит	Диапазон ШИМ-сигнала, %
150	FFFF	310	2500	40500	38000	57,9
200	C350	310	1800	34000	32200	49,1
250	9C40	310	2100	28000	25900	39,5

Вышеописанная зависимость изменения диапазона управления от частоты ШИМ-сигнала проиллюстрирована на рис. 3.59.

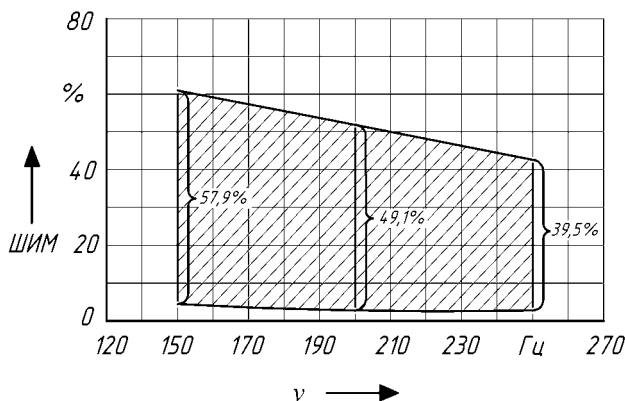


Рис. 3.59. Зависимость диапазона управления от частоты ШИМ-сигнала:  
 $v$  – частота управляющего ШИМ-сигнала, Гц; ШИМ – диапазон регулирования

Таким образом, увеличение частоты управляющего ШИМ-сигнала приводит к сужению диапазона регулирования, и, следовательно, снижению качества управления. Однако при низких частотах наблюдается повышенные потери энергии, что выражается в нагреве обмоток ЭМК. При высоких частотах характерна периодически неустойчивая работа, выражающаяся в существенном приращении величины перемещения рычага при незначительном (50-и битном) изменении ШИМ-сигнала. Поэтому выбор оптимальной частоты ШИМ-сигнала необходимо производить исходя из специфики системы управления. В данном случае, наилучший результат по управлению рычагом регулятора был зафиксирован при частоте ШИМ-сигнала  $v = 200$  Гц. Результаты исследования характеристики исполнительного механизма двигателя в зоне управления при частоте 200 Гц представлены на рисунке 3.60.

Из рисунка 3.60 видно, что в пределах 10 % ШИМ обратного хода рычаг регулятора в течение 680мс (см. рисунок 3.58) остается неподвижным. Эффект «залипания» объясняется явлением самоиндукции в обмотке пропорционального электромагнитного клапана ДВС. То есть, вследствие наличия гистерезиса, зоны регулирования ИМ при работе двигателя в режимах разгона и замедления отлича-

ются. Поэтому, с целью увеличения быстродействия системы на фазе перехода от режима максимальной топливоподачи на режим средних нагрузок в алгоритм управления целесообразно ввести фрагмент компенсации гистерезиса исполнительного механизма, что положительно скажется на качестве управления в целом.

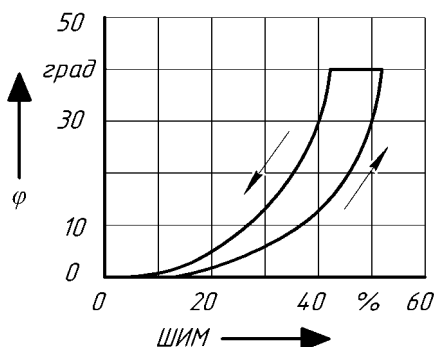


Рис. 3.60. Гистерезис исполнительного механизма двигателя при  $\nu = 200$  Гц:  
 $\varphi$  – угол поворота рычага регулятора ТНВД, град

Как показали результаты экспериментов, величина изменения тока выходного каскада ЭБУ (силовой фактор), подаваемого на обмотку пропорционального электромагнитного клапана управления топливоподачей, остается *постоянной* и не зависит от частоты управляющего сигнала [242], а, следовательно, и от диапазона регулирования.

Экспериментально, при помощи построителя диаграмм CoDeSysv2.3, было определено, что для отрыва рычага регулятора ТНВД из крайнего положения, соответствующего минимально устойчивой частоте вращения коленвала двигателя, необходим ток на обмотке ПЭМК равный  $I_{нач} = 0,31$  А. Это значение выходит за пределы неустойчивой работы клапана [205], определяемой его технической характеристикой (см. рисунок 3.61).

Верхняя граница токового диапазона определялась исходя из условия упора рычага регулятора в винт ограничения максимальных оборотов двигателя. В этом случае ток, протекающий через пропорциональный электромагнитный клапан, составляет  $I_{кон} = 0,74$  А. То есть, верхняя граница токового диапазона также попадает в зону устойчивой работы пропорционального клапана (см. рисунок 3.61).

Таким образом, независимо от частоты управляющего сигнала, ток выходного каскада ЭБУ (силовой фактор) варьируется от 0,31

до 0,74 А, т.е. рабочий диапазон по току составляет 0,43 А. Исходя из рабочей характеристики (см. рисунок 3.61) электромагнитного клапана VER3121-1 и с учетом зоны его устойчивой работы, это *составляет 66,15%*, что является достаточным для качественного управления процессом топливоподачи.

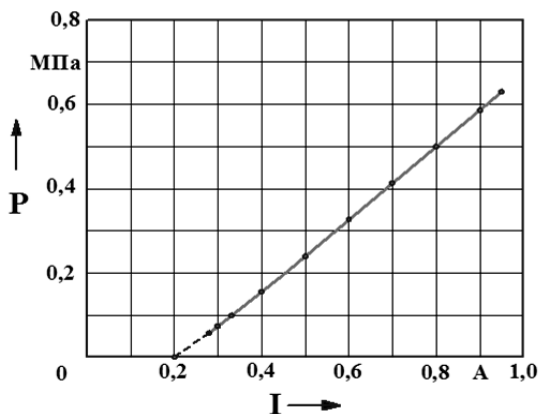


Рис. 3.61. Характеристика «ток-давление» ПЭМК SMCVER3121-1.

В ходе экспериментальных исследований установлено, что динамика двигателя в тормозном и разгонных режимах работы различна. При резком нажатии на педаль акселератора двигатель изменяет обороты от минимально-устойчивых  $n_{дв} = 550$  об/мин до номинальных  $n_{дв} = 2650$  об/мин за время  $t_{разг} = 2,4$ с (см. рисунок 3.62).

В тормозном режиме интенсивность снижения угловой скорости коленвала двигателя зависит от срабатывания вспомогательной тормозной системы.

### 3.7.3. Исследование динамики двигателя при включении моторного тормоза

Штатная система управления моторным тормозом дополнительно оборудована электромагнитным пневматическим клапаном 3 (рисунок 3.63) и двухмагистральным клапаном 5 [243], который позволяет тормозу срабатывать независимо от автоматизированного привода при торможении вспомогательной тормозной системой или для выключения двигателя.

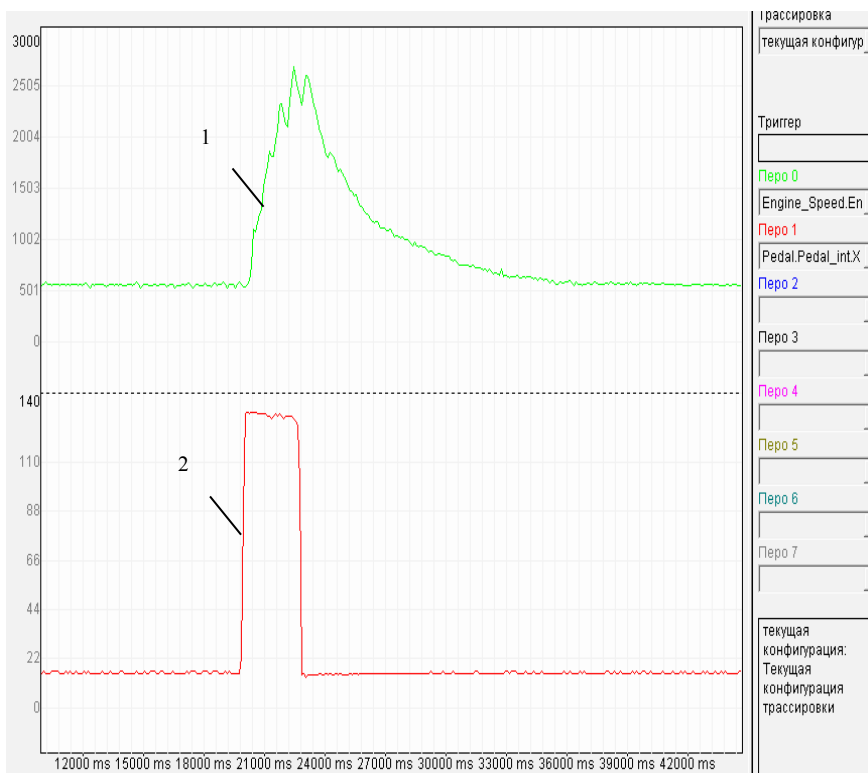


Рис. 3.62. Осциллограмма процесса управления топливоподачей:

1 – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

2 – положение педали акселератора, бит

Для активации вспомогательной тормозной системы цифровой сигнал уровня «1» подавался от электронного блока 1 (см. рисунок 3.63) на электромагнитный пневмоклапан 3 управления моторным тормозом. Срабатывание клапана обеспечивало подачу воздуха в исполнительные механизмы (пневмоцилиндры) 7 и 8 управления заслонками моторного тормоза и выключения подачи топлива. Рейка топливного насоса перемещалась в позицию нулевой топливоподачи с одновременным увеличением противодавления в выпускном тракте, в результате чего эффективность торможения двигателя увеличивалась.

В процессе проведения стендовых испытаний фиксировалось

общее время торможения двигателем и интенсивность снижения угловой скорости коленчатого вала при включении моторного тормоза. Результаты исследования динамики двигателя в тормозном режиме при «броске» педали акселератора с включением и без включения моторного тормоза представлены на рисунке 3.64 и 3.65.

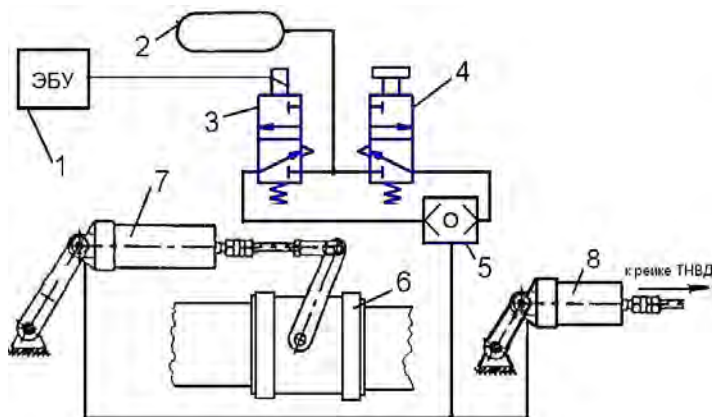


Рис. 3.63. Схема электронной системы управления моторным тормозом: 1 – ЭБУ двигателем; 2 – ресивер; 3 – электромагнитный клапан; 4 – кран вспомогательной тормозной системы; 5 – двухмагистральный клапан; 6 – моторный тормоз; 7 – пневмоцилиндр моторного тормоза; 8 – цилиндр выключения подачи топлива

В ходе экспериментов установлено, что интенсивность снижения угловой скорости коленвала при включении моторного тормоза увеличивается в 6,1 раза по сравнению со «свободным» торможением двигателем и составляет  $106,67 \text{ рад/с}^2$  [243].

При этом общее время торможения двигателем с максимальных оборотов (2750 об/мин) до оборотов холостого хода (560 об/мин) без включения моторного тормоза составляет  $t_{\text{торм}} = 13,1 \text{ с}$ , с включением моторного тормоза –  $t_{\text{торм}} = 2,15 \text{ с}$ .

### 3.8. Определение характеристик и рабочих зон управления исполнительным механизмом сцепления

Описание исполнительного механизма сцепления подробно изложено в разделе 3.3.2. При включении сцепления в автоматическом режиме работы силового агрегата, например, в процессе трогания с 232

места или при маневрировании, для управления пропорциональным электромагнитным клапаном 15 (см. рисунок 3.55) использовалась стратегия DSAC [87, 107], заключающаяся в подаче на обмотку соленоида широтно-импульсного сигнала с последующим изменением скважности в соответствии с заданным алгоритмом.

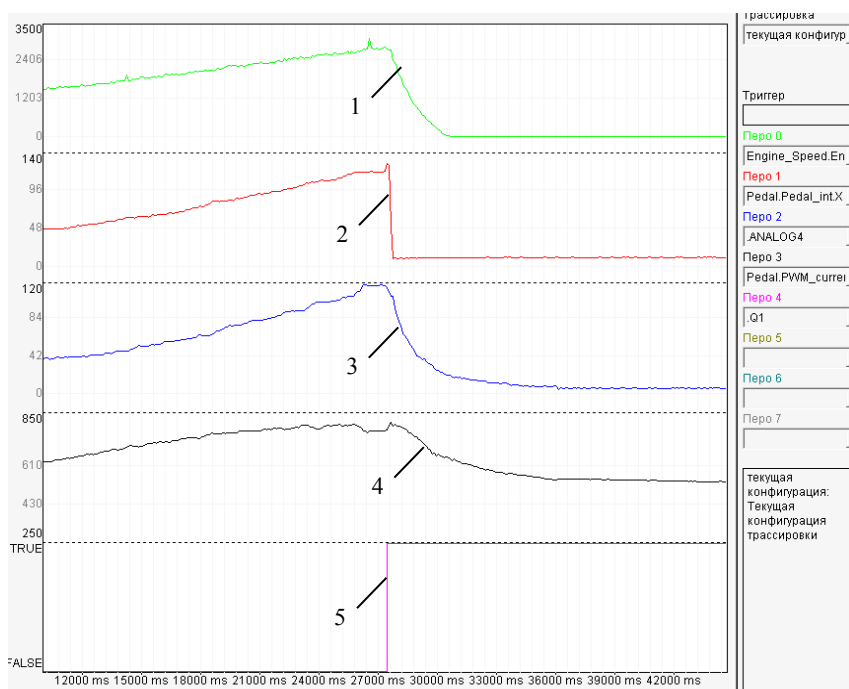


Рис. 3.64. Торможение двигателем с включением моторного тормоза:

1 – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; 2 – перемещение педали акселератора, бит; 3 – перемещение рычага регулятора ТНВД, бит; 4 – ток на обмотках ПЭМК управления топливоподачей, мА; 5 – сигнал включения моторного тормоза

При этом электронная система должна обеспечить на всех переходных процессах такой темп включения сцепления, который позволил бы, с одной стороны, избежать динамических перегрузок в трансмиссии, а с другой – не превысить критериальных ограничений по энергетической нагруженности фрикционного сцепления, оцениваемой удельной работой и мощностью буксования [127, 175, 244].

Совершенно очевидно, что качество управления сухим фрикци-

онным сцеплением будет зависеть от ширины диапазона ШИМ-сигнала, на величину которого оказывают влияние согласованность геометрических параметров исполнительного механизма, рабочей характеристики пропорционального электромагнитного клапана и выходного каскада используемого контроллера. При неизменных параметрах последних доминирующее влияние на диапазон управления оказывает частота генерируемого ШИМ-сигнала.

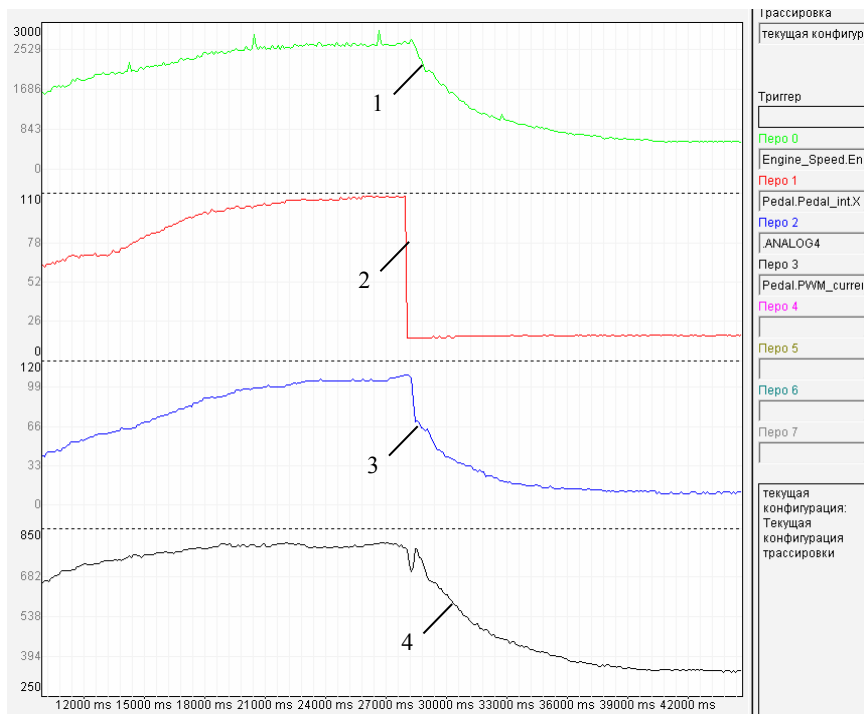


Рис. 3.65. Торможение двигателем без включения моторного тормоза:  
 1 – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; 2 – перемещение педали акселератора, бит; 3 – перемещение рычага регулятора ТНВД, бит;  
 4 – ток на обмотках ПЭМК управления топливоподачей, мА

Для исследования влияния частоты управляющего сигнала на диапазон регулирования сигнал ШИМ с различной скважностью подавался от контроллера 1 (см. рисунок 3.55) на пропорциональный электромагнитный пневмоклапан 15, управляющий наполнением ра-



бочей полости диафрагменного исполнительного механизма 14. Положение рычага выключения сцепления, фиксируемое потенциометрическим датчиком 6 угловых перемещений, использовалось в качестве обратной связи на блок управления. В результате перемещения штока пневмокамеры 14 производился выжим рычага выключения сцепления с его последующим возвратом в исходное положение.

В ходе проведения экспериментов были определены зоны управления ИМ сцепления при частоте ШИМ-сигнала от 150 до 250 Гц (см. рисунок 3.66), а также построена характеристика исполнительного механизма сцепления при частоте управляющего сигнала ШИМ равной 150 Гц (см. рисунок 3.67).

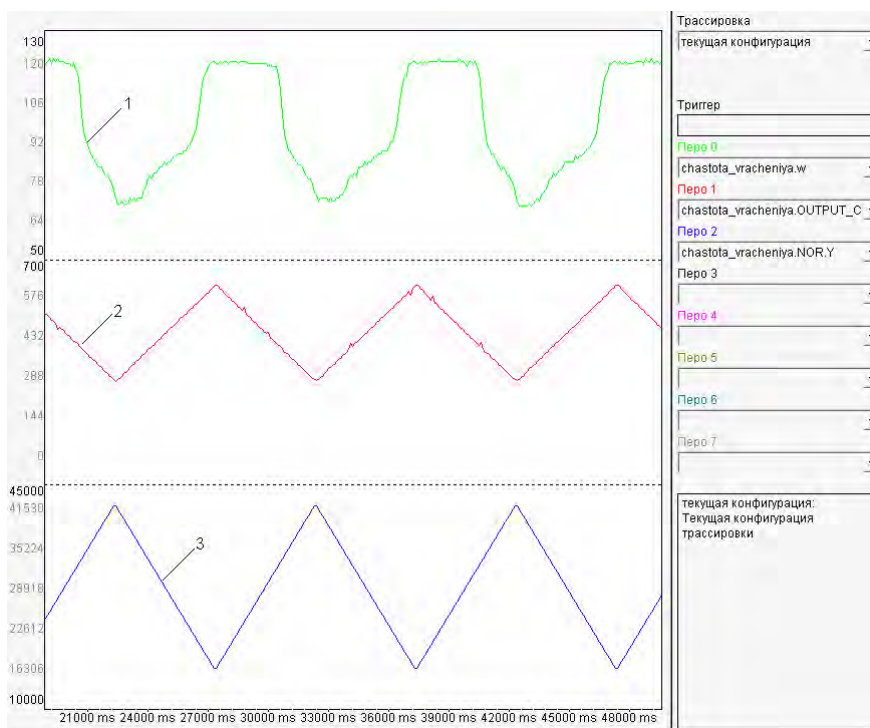


Рис. 3.66. Осциллограмма процесса управления сцеплением при  $\nu = 150$  Гц:  
 1 – перемещение рычага сцепления, бит; 2 – ток ПЭМК сцепления, мА;  
 3 – ШИМ-сигнал, бит

Как показали результаты экспериментов, диапазон ШИМ-

сигнала при частоте 150 Гц оказался наибольшим и составил 40,7%. С повышением частоты наблюдается устойчивая тенденция к сужению диапазона управления [245]. Так уже при 200 Гц диапазон управления уменьшился на 26,04% и составил 30,1% ШИМ; при частоте 250 Гц диапазон уменьшился на 34,15% и составил 26,8% ШИМ. Вышеописанная зависимость изменения диапазона управления от частоты ШИМ-сигнала проиллюстрирована рисунком 3.68.

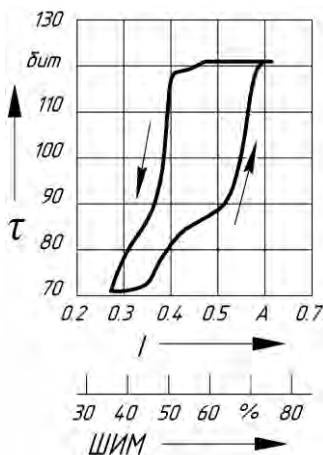


Рис. 3.67. Гистерезис исполнительного механизма сцепления при  $v = 150$  Гц:  
 $\tau$  – оцифрованные значения датчика перемещения рычага выключения сцепления, бит;  
 $I$  – ток ПЭМК сцепления, мА;  
 ШИМ – скважность ШИМ-сигнала, %

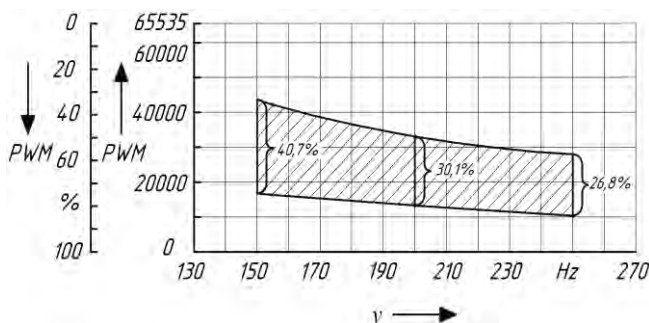


Рис. 3.68. Зависимость диапазона управления от частоты ШИМ-сигнала

Вариация частоты ШИМ-сигнала не оказывает влияния на рабочий диапазон по току. При срабатывании исполнительного механизма сцепления величина силы тока на обмотках электромагнит-

ного клапана изменяется от 0,272 до 0,614 А (см. рисунки 3.66), т.е. рабочий диапазон по току составляет 0,342 А. С учетом рабочей характеристики используемого электромагнитного клапана (см. рисунок 3.61) и зоны его устойчивой работы это составляет 50,3%, что является достаточным для качественного управления исполнительным механизмом сцепления.

Таким образом, как показали исследования, частота ШИМ-сигнала оказывает существенное влияние на диапазон управления исполнительным механизмом сцепления (см. рисунок 3.68): изменение частоты на 25 Гц приводит к изменению диапазона управления ШИМ-сигнала приблизительно на 2..5% [245, с.37]. Однако при слишком высоких или низких частотах возможны нагрев обмоток ЭМК или периодическая неустойчивость работы всей системы, выражающаяся в существенном приращении величины перемещения рычага сцепления при незначительном изменении ШИМ-сигнала. Поэтому выбор оптимальной частоты нужно производить исходя из специфических особенностей проектируемой системы. В данном случае при управлении пропорциональным электромагнитным клапаном использовался широтно-импульсный сигнал с частотой  $\nu = 150$  Гц.

### 3.9. Исследование режима трогания с места

Функциональность разработанной мехатронной системы (см. рисунок 3.69) и работоспособность алгоритма трогания с места (глава 2, раздел 2.5.2, рисунок 2.9) была подтверждена полунатурным экспериментом.

На испытательном стенде производилась имитация процесса трогания с I-й и II-й передачи в коробке в автоматическом режиме работы силового агрегата, что соответствовало реальным условиям эксплуатации при трогании с места 20-ти тонного грузового автомобиля.

При имитации процесса трогания оператор переводил селектор 27 (см. рисунок 3.69) в положение *D* (*drive* – езда) и воздействовал на педаль *I* акселератора. При этом в соответствии с заложенным алгоритмом, на обмотки пропорционального клапана *II* поступал 100 % ШИМ-сигнал от ЭБУ трансмиссией, вследствие чего происходило выключение сцепления.

Окончание процесса подтверждалось обработкой сигнала от датчика *I3* перемещения рычага СЦ, после чего ЭБУ трансмиссией в определенной последовательности управлял электромагнитными

клапанами 4 и 5 исполнительного механизма 24 КП, осуществляя выбор и включение требуемой передачи и включение прямой ступени делителя. В параллель вышеописанному процессу ЭБУ двигателем подавал сигнал ШИМ определенной скважности на ПЭМК 3 управления топливоподачей, обеспечивая тем самым определенную частоту вращения коленвала на момент включения передачи трогания независимо от положения педали 5 акселератора.

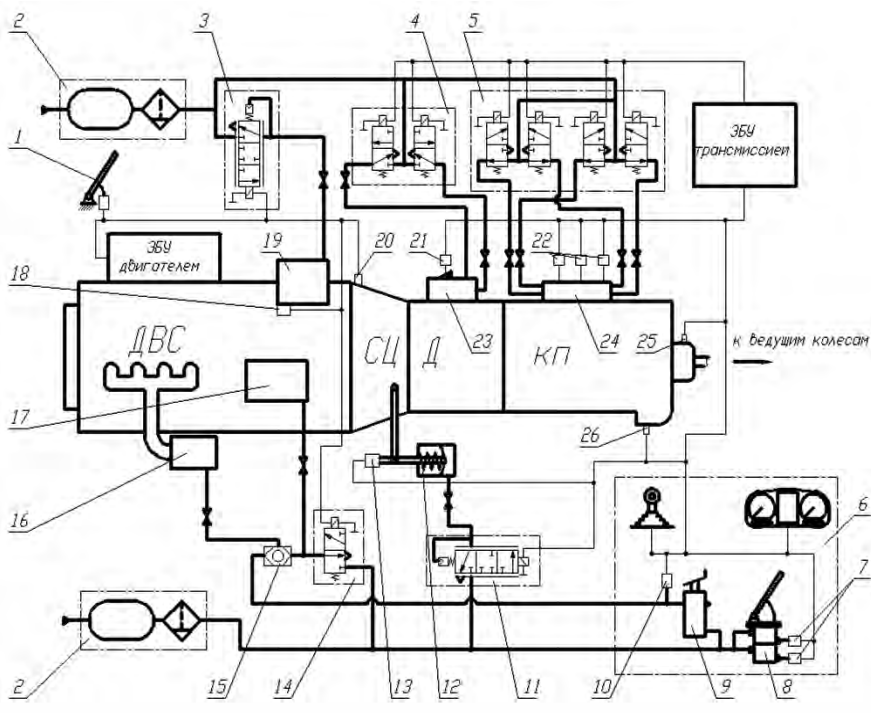


Рис. 3.69. Принципиальная схема АМСУСА:

1 – педаль управления топливоподачей ДВС с датчиком положения; 2 – питающая часть пневмопривода; 3, 11 – пропорциональные ЭМК управления соответственно топливоподачей ДВС и сцеплением; 4 – ЭМК управления делителем; 5 – блок ЭМК управления исполнительным механизмом КП; 6 – органы управления и панель приборов; 7, 10 – датчики давления; 8 – педаль тормоза с двухсекционным тормозным краном; 9 – клапан останова двигателя; 12, 16, 17, 19, 23, 24 – исполнительные механизмы соответственно сцепления, моторного тормоза, выключения подачи топлива, рычага регулятора ТНВД, делителя и основной КП; 13, 18, 21 – датчики перемещения; 14 – ЭМК управления моторным тормозом и выключением подачи топлива; 15 – двухмагистральный клапан; 20, 25, 26 – датчики частоты вращения; 22 – концевые выключатели; 27 – селектор режимов

После срабатывания соответствующего концевика 22 механизма переключения, ЭБУ трансмиссией подавал широтно-импульсный сигнал на пропорциональный электромагнитный клапан 11, увеличивая от цикла к циклу скажность сигнала на определенную величину, зависящую от изменения скорости перемещения педали 5 акселератора. Сжатый воздух из пневмокамеры 12 привода сцепления через пропорциональный клапан 11 постепенно выпускался в атмосферу, обеспечивая требуемый темп включения сцепления.

Таким образом, реализованный алгоритм трогания с места в автоматическом режиме работы силового агрегата представлял собой следующую последовательность операций: *управление селектором режимов работы трансмиссии – полное выключение сцепления – управление основной и дополнительной коробкой передач – управление двигателем – полное включение сцепления.*

Вариация темпа включения сцепления в зависимости от психофизического состояния водителя (ускорения педали акселератора) на программном уровне обеспечивалась с помощью метода «вариационного поля», используемого немецкими специалистами при прошивке электронных блоков управления Bosch. Суть метода заключается в том, что в зависимости от ускорения педали акселератора возможны 3 варианта интенсивности уменьшения токового сигнала на ПЭМК сцепления за определенное количество программных циклов. То есть при реализации процесса трогания с места в автоматическом режиме возможны варианты «плавного», «среднего» и «быстрого» включения фрикционного сцепления. Однако при любом варианте оценочные показатели по энергетической нагруженности сцепления, плавности протекания переходного процесса и динамической перегрузке валопроводов трансмиссии не превышают критериальных ограничений.

Отдельные результаты экспериментов по исследованию процесса трогания с места в автоматическом режиме управления силовым агрегатом при среднем темпе включения фрикционного сцепления приведены на рисунке 3.70.

Как видно из представленной осциллограммы (см. рисунок 3.70), весь процесс трогания с места в автоматическом режиме работы силового агрегата (с момента перевода селектора до возврата рычага сцепления в исходное положение) происходит за время  $t_{\text{общ}} = 5,2$  с. При этом, сцепление выключается за 0,12 с, включение передачи в основной и дополнительных коробках происходит за 0,65 с.

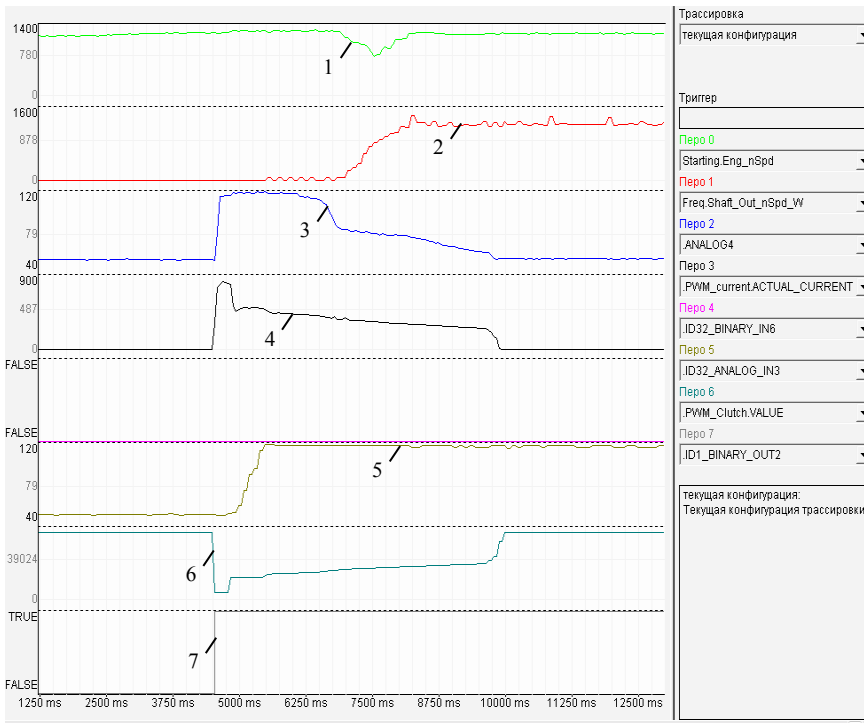


Рис. 3.70. Осциллограмма процесса трогания на I-й передаче:

1, 2 – частота вращения соответственно коленвала ДВС и выходного вала КП в приведении к первичному валу, об/мин; 3 – перемещение рычага выключения сцепления, бит; 4 – ток ПЭМК управления сцеплением, мА; 5 – перемещение вилки переключения делителя, бит; 6 – числовое значение ШИМ, бит; 7 – сигнал уровня «1» на ЭМК прямой ступени делителя

При включении фрикционного узла рычаг выключения сцепления перемещается из крайнего положения в исходное за 4,25 с, а время разгона ведомого диска до угловой скорости двигателя составляет 1,4 с., что соответствует среднему темпу включения сцепления  $k_{\text{сц}} = 2,14 \text{ с}^{-1}$ . Данный темп включения сцепления соответствует, согласно результатам моделирования [101, с. 101, табл. 2], удельным работе и мощности буксования фрикционных элементов, соответственно равной  $8,7 \text{ Дж/см}^2$  и  $24,2 \text{ Вт/см}^2$ , коэффициенту динамических нагрузок в 1,61 и максимальному размаху колебаний производной продольного ускорения автомобиля в  $42,5 \text{ м/с}^3$ .

## 3.10. Исследование процесса переключения передач

### 3.10.1. Командный режим переключения

Переключение в командный режим управления силовым агрегатом происходит при переводе оператором селектора из позиции «D» в позицию «M/S» (см. рисунок 3.53). Дальнейшее перемещение рычага селектора в позицию «+» или «—» инициирует процесс переключения соответственно на смежную высшую или низшую передачу.

Алгоритм переключения передач в командном режиме управления подробно описан в главе 2 (см. раздел 2.8.1, рисунок 2.19). Аппаратная реализация и подключение селектора к электронному блоку подробно изложены в разделе 3.6 (см. рисунок 3.54).

В процессе экспериментов производилась запись процесса переключения передач в командном режиме управления. Отдельные результаты приведены на рисунках 3.71 и 3.72.

Как видно из представленной на рисунке 3.71 осциллограммы переход с I-й на II -ю передачу осуществлялся только переключением ступени делителя. Поэтому общее время  $t_{II}$  переключения передач, от момента перевода селектора до полного включения сцепления, было минимальным и составило, согласно проведенному исследованию, 1,1 с [246], что на 37,5% больше минимального времени на аналогичный процесс в западногерманской мехатронной системе ZF AS-Tronic II [46, с. 16]. Причем, время выключения сцепления заняло 0,1с, переключение с прямой на повышающую ступень делителя составило 0,35 с, а процесс замыкания сцепления произошел за 0,35 с.

Переключение со II-й на III -ю передачу (см рисунок 3.72) происходило по более сложному алгоритму, предусматривающему: *управление селектором – управление двигателем – выключение предыдущей передачи в основной коробке при полностью выключенном сцеплении- переключение ступени делителя – выбор штока и включение последующей передачи с предварительным выравниванием угловых скоростей включаемых элементов синхронизаторами КП – полное включение сцепления и управление двигателем.*

Вследствие чего общее время переключения передач (от момента перевода селектора до полного включения сцепления) составило  $t_{III} = 1,95$  с. Время выключения сцепления заняло 0,1с, переключение с повышающей на прямую ступень делителя составило 0,45 с, а процесс замыкания сцепления произошел за 0,35 с.

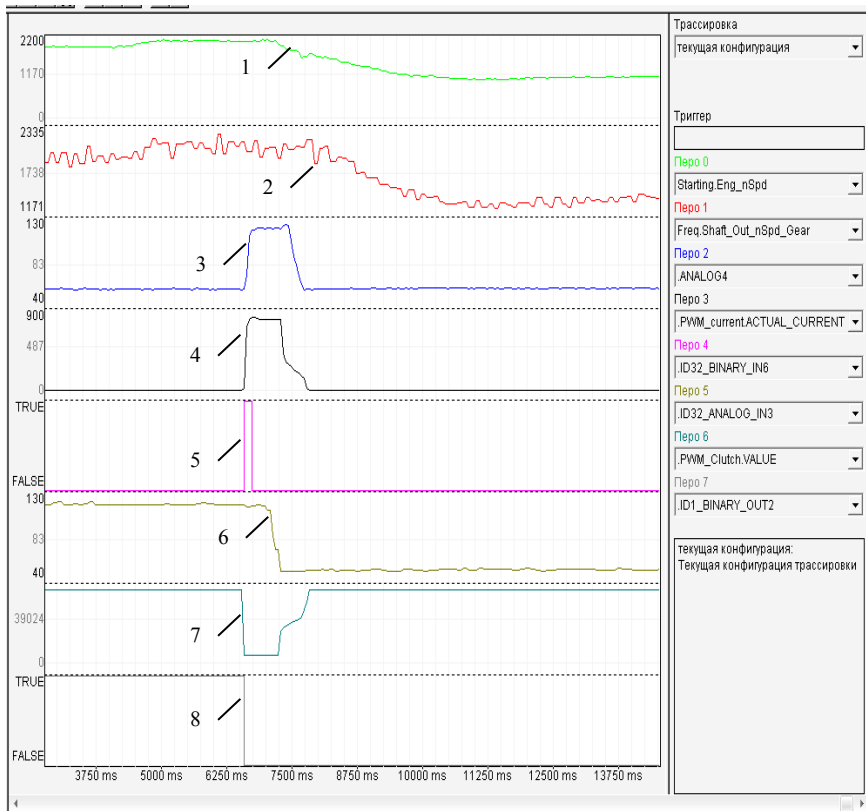


Рис. 3.71. Осциллограмма процесса переключения с I-й на II-ю передачи:

1 – частота вращения коленвала ДВС, об/мин; 2 – частота вращения выходного вала КП в приведении к первичному валу, об/мин; 3 – перемещение рычага выключения сцепления, бит; 4 – ток ПЭМК управления сцеплением, мА; 5 – сигнал уровня «1» от перемещения рычага селектора в позицию «+»; 6 – перемещение вилки переключения делителя, бит; 7 – величина, задающая скважность ШИМ-сигнала, бит, 8 – сигнал на управление электромагнитным клапаном делителя

Большую часть времени занял процесс переключения в основной КП. Время выключения II-й передачи и переход в нейтраль составили 0,5с. Включение III-й передачи произошло за 0,9 с, причем на синхронизацию угловых скоростей индивидуальными синхронизаторами потребовалось  $t_{\text{синх}}=0,35$  с. Таким образом, общее время манипуляций в основной КП составило 1,4 с.



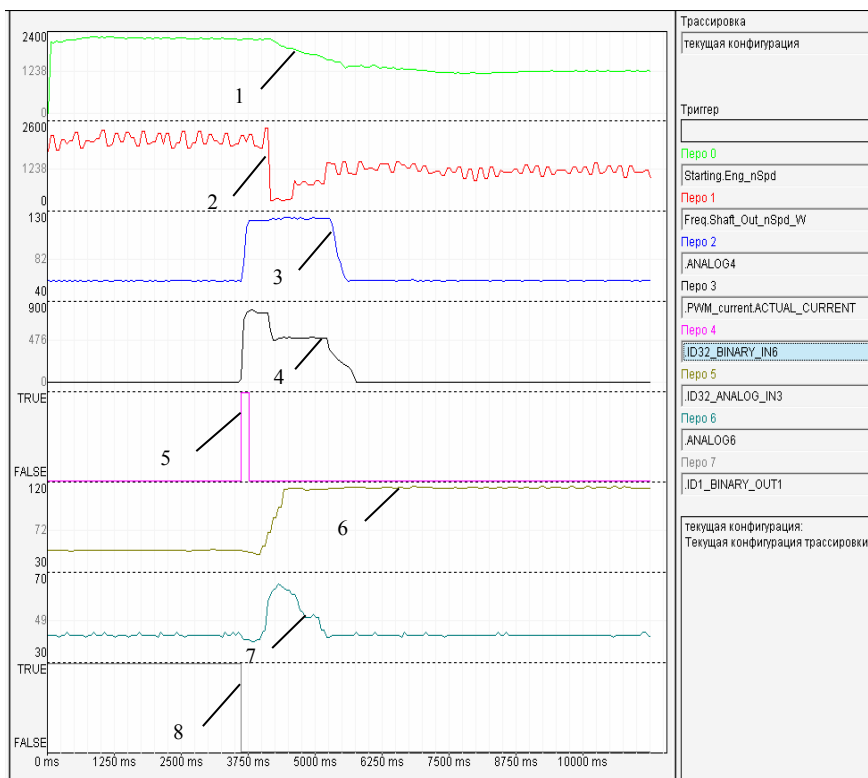


Рис. 3.72. Осциллограмма процесса переключения с II-й на III-ю передачу:

1 – частота вращения коленвала ДВС, об/мин; 2 – частота вращения выходного вала КП в приводе к первичному валу, об/мин; 3 – перемещение рычага выключения сцепления, бит; 4 – ток ПЭМК управления сцеплением, мА; 5 – сигнал уровня «1» от перемещения рычага селектора в позицию «+»; 6 – перемещение вилки переключения делителя, бит;

7 – перемещение вилки включения передачи, бит, 8 – сигнал на управление электромагнитным клапаном делителя

По сравнению с ZF AS- Tronic II, общее время командного переключения передач по алгоритму, предусматривающему управление базовой и дополнительной коробками с индивидуальными синхронизаторами, в 2,4 раза больше [46, с. 16] аналогичного процесса с центральной синхронизацией. Однако по сравнению с ручным управлением, автоматизация процесса переключения дает выигрыш по времени в командном режиме управления в 0,85 с [246, с. 87], что составляет 30,36% (1,95 с против 2,8 с. [16, с. 74, табл. 3.3, 17, с. 404, 42, с. 36])

### 3.10.2. Автоматический режим переключения

На испытательном стенде в автоматическом режиме работы силового агрегата был реализован процесс переключения передач по принципу центральной синхронизации. При переключении ступеней в основной КП роль индивидуальных синхронизаторов выполнял двигатель внутреннего сгорания, подтормаживая или разгоняя ведомую часть сцепления в зависимости от направления переключения.

Описание используемого алгоритма переключения передач подробно изложено в главе 2 (см. раздел 2.8, рисунок 2.20). В переходном процессе задействованы исполнительные механизмы двигателя внутреннего сгорания, моторного тормоза, фрикционного сцепления, основной и дополнительной коробок передач. Базовая структура АПП с центральной синхронизацией включает следующие операции: *управление двигателем с одновременным управлением сцеплением – выключение предыдущей передачи – частичное включение сцепления – синхронизация включаемых элементов КП с помощью управления моторным тормозом – выключение сцепления – включение последующей передачи – полное включение сцепления и управление двигателем.*

Выбор момента переключения передач подробно изложен в работах [41, 117]. Для организации начала процесса переключения на смежные высшую или низшую передачу в микропроцессорный блок заложены полиномы (см. главу 2, раздел 2.9.1, ф-ла 2.1):

$$\begin{aligned}\omega_{в} &= (548,61 + 19,38\alpha + 0,011\alpha^2) / 9,55 \\ \omega_{н} &= (523,75 + 26,7\alpha - 0,16\alpha^2) / 9,55\end{aligned}$$

В автоматическом режиме работы силового агрегата инициализацию процесса переключения передач и отработку алгоритма по переключению ступеней осуществляет электронный блок управления трансмиссией (см. рисунок 3.69) совместно с электронным блоком управления двигателем внутреннего сгорания. Протокол обмена данными между указанными CAN-модулями – SAEJ1939 (CAN-шина 2, см. рис. 3.41). Управляющая программа для смарт-контроллеров Ecomat R360 разработана в соответствии с вышеописанными алгоритмом и законами переключения передач с использованием языков FBD (FunctionBlockDiagram) и ST (StructureText), соответствующих

международному стандарту IEC 61131-3 [247, с. 94, 248, с. 19].

Результаты полунатурного эксперимента по отладке автоматизированной мехатронной системы в процессе переключения передач с использованием центральной синхронизации представлены на рисунке 3.73. При программировании электронного блока управления использовались оптимальные параметры, полученные в результате синтеза АПП (см. главу 2, раздел 2.9.7., табл. 2.4).

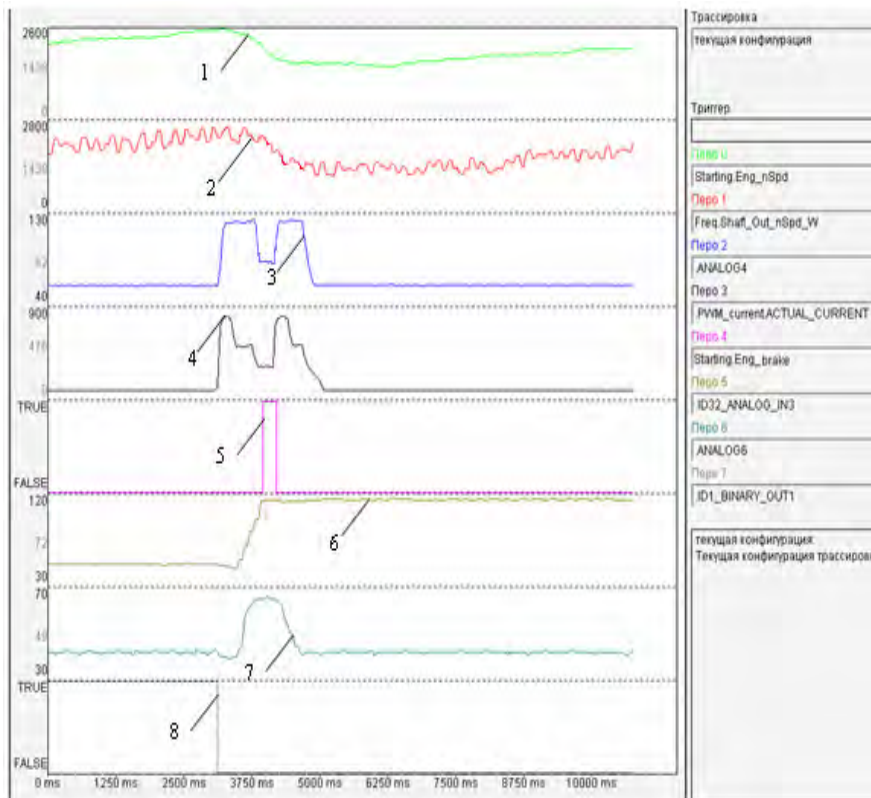


Рис. 3.73. Осциллограмма процесса переключения с II-й на III-ю передачу:  
1 – частота вращения коленвала ДВС, об/мин; 2 – частота вращения промежуточного вала КП в приводе к первичному валу, об/мин; 3 – перемещение рычага выключения сцепления, бит; 4 – ток ПЭМК управления сцеплением, мА; 5 – сигнал на включение / выключение моторного тормоза; 6 – перемещение вилки переключения делителя, бит; 7 – перемещение вилки включения передачи, бит; 8 – сигнал на управление электромагнитным клапаном делителя

Из представленной осциллограммы (см. рис. 3.75) видно, что общее время переключения передач по алгоритму с центральной синхронизацией составляет  $t_{\Pi} = 1,65$  с, что на 41,1% меньше общего времени переключения передач в трансмиссии с ручным управлением и на 15,4% меньше аналогичного параметра при командном режиме управления КП (см. раздел 3.10.1).

Время синхронизации включаемых элементов КП составляет  $t_{\text{синх}} = 0,25$  с, что на 28,57% меньше аналогичного времени при выравнивании угловых скоростей индивидуальными синхронизаторами (см. рис. 3.74).

Разрыв потока мощности при переключении передач составил  $t_{\text{рпм}} = 1,27$  с. При этом темп управления сцеплением варьировался от  $18,75 \text{ с}^{-1}$  при полном включении фрикционного сцепления ( $t_{\text{вкл}} = 0,16$  с) до  $30 \text{ с}^{-1}$  при его выключении ( $t_{\text{выкл}} = 0,1$  с). Темп управления двигателем составил  $5 \text{ с}^{-1}$  при увеличении топливopодачи и  $20 \text{ с}^{-1}$  при снятии оператором ноги с педали акселератора.

Использование оптимальных параметров, полученных в результате многокритериальной оптимизации АПП (см. главу 2, раздел 2.9.7., табл. 2.4), позволило существенно улучшить оценочные показатели процесса переключения.

В частности, время разрыва потока мощности по сравнению с командным режимом управления сократилось на 15,33 % и составило  $t_{\text{рпм}} = 1,27$  с против 1,5 с (см. рис. 3.72 и 3.73). При этом, как показали результаты моделирования, удельные работа и мощность буксования сцепления не превышают  $L_{y\partial}^{\text{бук}} = 0,212 \text{ Дж/см}^2$  и  $N_{\text{max}} = 1,764 \text{ Вт/см}^2$ ; коэффициент динамических нагрузок составляет  $K_{\text{дин}} = 1,097$ ; максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля не превышает  $\ddot{V}_a = 31,854 \text{ м/с}^3$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения проектно-конструкторских работ и научных исследований в области автоматизации работы силового агрегата сформулированы следующие основные выводы:

1. Спроектированная мехатронная система управления силовым агрегатом (МСУСА) на базе сухого фрикционного сцепления и механической коробки передач полностью работоспособна, что подтверждается результатами полунатурного эксперимента. Макетный образец МСУСА позволяет осуществлять:

- трогание автомобиля с места в автоматическом режиме;
- маневрирование в автоматическом режиме с низкими скоростями;
- переключение передач в командном и автоматическом режимах;
- автоматический выбор передачи после торможения или движения накатом;
- остановку автомобиля.

2. Для обеспечения качественного протекания процессов трогания с места, маневрирования и переключения передач в автоматизированной трансмиссии на этапе проектирования необходимо согласовывать геометрические параметры исполнительного механизма с характеристиками электронных компонентов привода с целью получения максимально широкого диапазона управления, который, для любой мехатронной системы управления на основе стратегии DSAC, по току должен быть не менее 40%.

3. Рассчитанные параметры силовой части электронного привода регулятора топливного насоса высокого давления:

диаметр силового цилиндра – 20 мм;

диаметр трубопровода от ПЭМК ДВС к силовому цилиндру – 6 мм;

диаметр трубопровода от ресивера до ПЭМК – 10 мм;

давление воздуха в контуре – 0,65 МПа

позволяют получить при управлении пропорциональным электромагнитным клапаном (ПЭМК) диапазон регулирования по току равный 66,15% (от 0,31...0,74 А) при максимальном токе управления ПЭМК 1А и зоне устойчивой работы клапана от 0,28 до 0,95 А, что обеспечивает качественное управление процессом топливоподачи на всех режимах движения транспортного средства.

4. Рассчитанные параметры силовой части автоматизированного

привода фрикционнго сцепления:

активный диаметр диафрагмы исполнительного механизма – 100 мм;  
диаметр трубопровода от ПЭМК сцепления к пневмокамере – 10 мм;  
диаметр трубопровода от ресивера до ПЭМК – 10 мм;  
давление воздуха в контуре – 0,65 МПа

позволяют получить при управлении пропорциональным электромагнитным клапаном диапазон регулирования по току равный 50,3% (0,272 до 0,614 А), при максимальном токе управления ПЭМК 1А и зоне устойчивой работы клапана от 0,28 до 0,95 А, что обеспечивает качественное управление процессом включения сухого фрикционного сцепления на всех переходных режимах движения транспортного средства.

5. Диапазон управления исполнительными механизмами по ШИМу зависит от частоты сигнала с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ-сигнала).

*Для мехатронной системы управления топливоподачей* дизельного двигателя диапазон управления по ШИМ при частоте 150 Гц составляет 57,9 %. С повышением частоты наблюдается устойчивая тенденция к сужению диапазона управления: при 200 Гц диапазон управления уменьшился на 11,9 % и составил 49,1 % ШИМ; при частоте 250 Гц диапазон уменьшился на 18,5 % и составил 39,5 % ШИМ.

*Для мехатронной системы управления фрикционным сцеплением* диапазон управления по ШИМ при частоте 150 Гц составляет 40,7 %. С повышением частоты наблюдается устойчивая тенденция к сужению диапазона управления: при 200 Гц диапазон управления уменьшился на 26,04 % и составил 30,1 % ШИМ; при частоте 250 Гц диапазон уменьшился на 34,15 % и составил 26,8 % ШИМ.

Таким образом, частота ШИМ-сигнала оказывает существенное влияние на диапазон управления исполнительными механизмами: изменение частоты на 25 Гц приводит к изменению диапазона управления ШИМ-сигнала в зависимости от специфических особенностей мехатронных систем на 2,1 ... 5,3%.

6. С целью увеличения быстродействия мехатронной системы на переходных режимах движения в алгоритм управления целесообразно вводить фрагмент компенсации гистерезиса исполнительных механизмов дизельного двигателя и фрикционного сцепления, что положительно скажется на эксплуатационных свойствах АТС.

7. Для обеспечения качественного протекания процесса трогания с

места груженного автомобиля обороты двигателя на момент начала замыкания сцепления необходимо поддерживать в диапазоне  $1350 \pm 20$  об/мин, что соответствует области максимальных моментов двигателя, а включение сцепления производить при среднем темпе нарастания момента трения  $k_{\text{сц}} = 2,14 \text{ с}^{-1}$ . При таких параметрах алгоритма весь процесс трогания с места в автоматическом режиме работы силового агрегата происходит за время  $t_{\text{общ}} = 5,2 \text{ с}$ , причем время разгона ведомого диска до угловой скорости двигателя составляет  $1,4 \text{ с}$ , что соответствует удельным работе и мощности буксования фрикционных элементов равной  $8,7 \text{ Дж/см}^2$  и  $24,2 \text{ Вт/см}^2$ , коэффициенту динамических нагрузок в  $1,61$  и максимальному размаху колебаний производной продольного ускорения автомобиля в  $42,5 \text{ м/с}^3$ .

8. По сравнению с ручным управлением, автоматизация процесса переключения дает выигрыш по времени в командном режиме управления силовым агрегатом в  $0,85 \text{ с}$ , что составляет  $30,36\%$  ( $1,95 \text{ с}$  против  $2,8 \text{ с}$ ). При этом

- общее время переключения передач (от момента перевода селектора до полного выключения сцепления) –  $1,95 \text{ с}$ ;
- время выключения сцепления –  $0,1 \text{ с}$ ;
- переключение с повышающей на прямую ступень делителя –  $0,45 \text{ с}$ ;
- выключения текущей передачи с переходом в нейтраль –  $0,5 \text{ с}$ ;
- включение последующей передачи –  $0,9 \text{ с}$ , причем время синхронизации угловых скоростей индивидуальными синхронизаторами –  $0,35 \text{ с}$ .
- время включения сцепления –  $0,35 \text{ с}$ .

9. Минимальное время переключения обеспечивается при переходе на смежную передачу только переключением ступени делителя. Для перехода с I-й на II-ю передачу (самый большой шаг между передаточными числами) общее время составляет  $1,1 \text{ с}$ , что на  $37,5\%$  больше минимального времени на аналогичный процесс в западно-германской мехатронной системе ZF AS-Tronic II. Причем, время выключения сцепления занимает  $0,1 \text{ с}$ , переключение с прямой на повышающую ступень делителя составляет  $0,35 \text{ с}$ , а процесс замыкания сцепления происходит за  $0,35 \text{ с}$ .

10. Общее время переключения передач по алгоритму с центральной синхронизацией составляет  $t_{\text{п}} = 1,65 \text{ с}$ , что на  $41,1\%$  меньше общего времени переключения передач в трансмиссии с ручным

управлением и на 15,4% меньше аналогичного параметра при командном режиме управления КП.

Разрыв потока мощности при переключении передач по алгоритму с центральной синхронизацией составил  $t_{\text{рпм}} = 1,27\text{с}$ . При этом темп управления сцеплением варьировался от  $18,75\text{с}^{-1}$  при полном включении фрикционного сцепления ( $t_{\text{вкл}} = 0,16\text{с}$ ) до  $30\text{с}^{-1}$  при его выключении ( $t_{\text{выкл}} = 0,1\text{с}$ ). Темп управления двигателем составил  $5\text{с}^{-1}$  при увеличении топливоподачи и  $20\text{с}^{-1}$  при снятии оператором ноги с педали акселератора.

11. Время синхронизации включаемых элементов КП двигателем внутреннего сгорания составляет  $t_{\text{синх}} = 0,25\text{с}$ , что на 28,57% меньше аналогичного времени при выравнивании угловых скоростей индивидуальными синхронизаторами.

12. Настройка микропроцессорного блока управления на оптимальные параметры, полученные в результате многокритериальной оптимизации АПП, позволяют существенно улучшить оценочные показатели процесса переключения.

В частности, время разрыва потока мощности по сравнению с командным режимом управления сокращается на 15,33% и составляет  $t_{\text{рпм}} = 1,27\text{с}$  против 1,5с. При этом удельные работа и мощность буксования сцепления уменьшаются на 31,83% и 28,12% и составляют  $L_{\text{уд}}^{\text{бук}} = 0,197\text{Дж/см}^2$  и  $N_{\text{max}} = 1,664\text{Вт/см}^2$  соответственно; коэффициент динамических нагрузок увеличивается на 0,94% и составляет  $K_{\text{дин}} = 1,178$ ; максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля увеличивается на 16,1%, но не превышает  $\ddot{V}_a = 34,179\text{ м/с}^3$ .

13. Оснащение силовых агрегатов автотранспортных средств автоматизированной мехатронной системой управления и настройка ее на оптимальные законы и алгоритмы переключения передач позволит:

- увеличить среднюю скорость движения на величину до 9,9%;
- снизить нагруженность валопроводов и фрикционных элементов трансмиссии в среднем на 12-15%;
- уменьшить расход топлива на величину до 8,5%;
- повысить удельную производительность АТС на 11,3%;
- снизить психофизическую нагрузку водителя и, как следствие, повысить безопасность дорожного движения.



## *Литература*

1. Альгин, В.Б. Основные направления в развитии мультидисциплинарной теории мобильной машины 2011 / В.Б. Альгин [и др.] // *Механика-2011: сб. науч. тр./ ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]*. – Минск, 2011, Т.1. – С. 80–98.
2. Руктешель, О.С. Системы управления сцеплением. Тенденции развития / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик, А.П. Ракомсин и др. // *Автомобильная промышленность*. – 2003. – № 1. – С. 13–15.
3. Высоцкий, М.С. Расчеты кинематики, динамики и ресурса многомассовых систем мобильных машин: основные направления и перспективы развития / М.С. Высоцкий, В.Б. Альгин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2008. – № 1(2). – С. 17–23.
4. Красневский, Л.Г. Роль трибологии и трибофатики в развитии конструкций автомобильных трансмиссий: сб. трудов VI Междунар. симп. по трибофатике МСТФ-2010 / Минск: БГУ; редкол.: М.А. Журавков (пред.) и [др.] – Минск, 2010. – Ч.1– С. 299-308.
5. Захарик Ю.М. Системы автоматического управления сцеплениями / Ю.М. Захарик, О.С. Руктешель, А.П. Ракомсин и др. // *Автомобильная промышленность*. – 2003. – № 3. – С. 38–39.
6. Филькин, Н.М. Анализ проблем и перспектив создания автоматических трансмиссий колесных транспортных машин / Н.М. Филькин, С.В. Громовой // *Актуальные проблемы современной науки: материалы IV Междунар. конф., Самара, 23 - 25 апреля 2003 г. / Самар. Гос. техн. ун-т; под ред. М.А. Евдокимова [и др.]*. – Самара, 2003. – С. 38 – 43.
7. Руктешель, О.С. Тенденции развития автоматизированных систем управления механическими коробками передач большегрузных автомобилей / О.С. Руктешель, В.Л. Соломахо, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // *Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук*. – 2006. – № 2. – С. 50–54.
8. Захарик, Ю.М. Научные основы обеспечения тягово-скоростных свойств грузовых автомобилей путем синтеза систем автоматического управления тяговыми режимами: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Ю.М. Захарик. – Минск, 2007. – 354 с.
9. Громовой, С.В. Оптимизация процесса разгона легкового автомобиля при создании автоматических механических ступенчатых трансмиссий: дис. ... к-та техн. наук: 05.05.03 / С.В. Громовой. –

Ижевск, 2003. – 202с.

10. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ф.Ф. Курочкин, Моск. гос. техн. ун-т им. Баумана. – Москва, 2008. –16 с.

11. Высоцкий, М.С. Грузовые автомобили: проектирование и основы конструирования / М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес, С.Г. Херсонский. –2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.: ил.

12. Захарик, А.М. Направление развития конструкций автомобилей и автопоездов минского автозавода и компьютерные технологии для их разработки / А.М. Захарик, В.В. Корсаков, А.Г. Выгонный// Механика машин, механизмов и материалов. – 2010. – № 3(12). – С. 11 – 17.

13. Руктешель О.С. Сравнительные показатели коробок передач грузовых автомобилей / О.С. Руктешель, В.Л. Соломахо, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // Грузовик &. – 2006. – № 12. – С. 21–27.

14. Фурунжиев, Р.И. Алгоритмы интеллектуального управления, сочетающие точность и быстродействие / Р.И. Фурунжиев, Э.Р. Фурунжиева // Проблемы управления и приложения (техника, производство, экономика): материалы Междунар. конф., Минск, 2005. – С. 144-148.

15. Руктешель, О.С. Методика сравнительного анализа законов управления сцеплением автомобиля с дизельным двигателем / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик // Вестник БНТУ. – 2005. – № 2. – С. 47 – 49.

16. Кусяк. В.А. Синтез алгоритма переключения передач в трансмиссии городского автобуса: дис. ... к-та техн. наук: 05.05.03 / В.А. Кусяк. – Минск, 2000. – 173 с.

17. Руктешель, О.С. Анализ и синтез систем автоматического управления переключением передач автотранспортных средств: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / О.С. Руктешель. – Минск, 1987. – 504 с.

18. A microprocessor based controller for a dry plate clutch and constant mesh gearbox // J. the automotive engineer. –1987. –Vol. 5, № 2. – P. 18-23.

19. Opticruise: description of operation and work description / Scania tech. information 05:05-02, Sheet-No. 1 585 369. – Scania CVAB, Sweden, 1995. –84 p.

20. Захарик, Ю.М. Алгоритм AWS автоматического управления сцеплением, снижающий темп изнашивания накладок дисков сцеплений / Ю.М Захарик // Автомобильная промышленность. – 2007. –

№ 1. – С. 23–24.

21. FL 4x2 15 Tonne B-Type Water Tender - Volvo I-Sync [Electronic resource] // Volvo Truck Corp., 2008. – Mode of access: [http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/F9C2D3EB-F0D1-42C5-88EB-EEFB9E5121C4/0/iSync\\_applicationsheet\\_UK\\_lowres\\_080509.pdf](http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/F9C2D3EB-F0D1-42C5-88EB-EEFB9E5121C4/0/iSync_applicationsheet_UK_lowres_080509.pdf). – Date of access: 19.10.2007.

22. Slide mode control method of automatic clutch and device thereof: pat. 5630773(A) USA, int. Cl.<sup>5</sup> B60W10/02, F16H63/46 / M.S. Jieemus, W.C. Kuotsuku; assignee Eaton Corp.; filed 02.02.96; date of patent 12.08.97. – 9 p.

23. Fuller®Automated Transmissions: AutoShift™ 18-Speed / Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0285 806 2M/WP. – Eaton Corp., USA, 2006. –2 p.

24. Fuller®Automated Transmissions: Fuller®UltraShift® LST, -LHP, -LEP / Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0300, -0318 807 2.5M/WP, TRSL – 0314 807 2M/WP. – Eaton Corp., USA, 2007. –6 p.

25. Fuller®Automated Transmissions: AutoShift 10-Speed / Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0281 108 2M/WP. – Eaton Corp., USA, 2008. –2 p.

26. The automatic transmission systems for heavy trucks / ZF tech. information, Sheet-No. 1328 757 101b. – ZF Friedrichshafen AG, Germany, 2001. –2 p.

27. Volvo FM 12 4x2, FH 12 6x4 / Volvo tech. information: specifications pages 7/6/05/. –Volvo Brasil Ltd, Brasil, 2005. –10 p.

28. Volvo FH 64R / Volvo tech. information: specifications pages V3NPM01 SWE 2007-09-07. –Volvo Truck Corp., Sweden, 2007. –4 p.

29. Система централизованной накачки шин с беспроводной передачей данных / А.Г. Ярусов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2010. –№ 3(12). –С. 18–22.

30. Захарик, Ю.М. Централизованные и децентрализованные системы управления сцеплениями транспортных средств / Ю.М Захарик // Вестник машиностроения. – 2004 – № 7. – С. 78 – 80.

31. Рынкевич, С.А. Новые технологии и проблемы науки на транспорте: монография / С.А. Рынкевич. – Могилев: белорус.-рос. ун-т, 2009. – 337 с.

32. ZF AS Tronic и ZF AS Tronic mid: техническое руководство по установке, работе и вводу в эксплуатацию / ZF tech. information, Sheet-

No. 1328 765 901f21. – ZF Fridrichshafen AG, Germany, 2005. – 105 p.

33. Грузовые автомобили IVECO STRALIS: руководство по ремонту/ М.П. Сизов, Д.И. Евсеев; под ред. А.Д. Хорукова. – СПб.: ООО «Диез», 2007. – 544 с.

34. Control system and control method having transmission control unit for controlling hydraulic clutch actuator of automatic transmission by operating solenoid valve: pat. 5325029 USA, int. Cl.<sup>5</sup> F16H57/04, F16H61/02 E14 / G. Ford, P. Jawbsen; assignee Eaton Corp.; filed 23.12.02; date of patent 30.06.04. – 12 p.

35. Соснин, Д.А. Новейшие автомобильные электронные системы: учеб. пособие / Д.А. Соснин, В.Ф. Яковлев– М.: Солон–Пресс, 2005. – 239 с.

36.Климук, А.С. Основы построения адаптивной системы управления двигателем внутреннего сгорания / А.С. Климук, А.М. Супрон // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 2(15). – С. 43–45.

37. ZF– AS Tronic. The new automated transmission for heavy trucks with EDC engines / Geschäftsbereich Nkw-/ Sonder-Antriebstechnik. – ZF Fridrichshafen AG, Germany, 1996. –43 p.

38. Науменко, Б.С. Научные основы и принципы реализации бортовых регуляторов скорости транспортных машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Б.С. Науменко, Волгоград. техн. ун-т. – Волгоград, 2002. –42 с.

39. Басалаев, В.Н. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии / В.Н. Басалаев, А.В. Коваленко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 2(15). – С. 24 – 32.

40. Захарик, Ю.М. Новый закон автоматического переключения передач / Ю.М Захарик // Грузовик&. – 2006 – № 11. – С. 32 – 38.

41. Филимонов, А.А. Имитационная модель реального времени для исследования законов переключения передач / А.А. Филимонов, В.А. Кусяк // Вестник БНТУ. – 2009. – № 4. – С. 60–65.

42. Коралевски, Г. Синтез законов управления и параметров гидромеханических трансмиссий колесных машин: автореф. дис. ...д-ра техн. наук: 05.05.03 / Г. Коралевски. – Минск, 2001. – 40 с.

43. Андропов, Ф.Е. Разработка оптимальных алгоритмов управления режимом движения магистрального автопоезда: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 /Ф.Е. Андропов, МАДИ. – Москва, 2003. – 307 с.

44. Фурунжиев, Р.И. Новые методы адаптивного управления свойствами движения мобильных машин / Р.И. Фурунжиев // Проблемы управления и приложения (техника, производство, экономика): материалы Междунар. конф., Минск, 2005. – С. 137-143.

45. Тарасик В.П. Интеллектуальные системы управления транспортными средствами: монография / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич. – Минск: Технопринт, 2004. –512 с.

46. ZF– AS Tronic® / ZF tech. information, Sheet-No. 1327 750 102a. – ZF Fridrichshafen AG, Germany, 2001. –23 p.

47. Automotive Buses and Vehicle Bus Description [Electronic resource] / Ed. Leroy Davis. Copyright © 1998–2010. – Mode of access: [http://www.interfacebus.com / Design\\_Connector\\_Automotive.html](http://www.interfacebus.com / Design_Connector_Automotive.html). – Date of access: 9.02.2010.

48. Road vehicles. Low speed serial data communication. Part 2: low speed controller area network (CAN): ISO 11519-2 –1994, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 1994. – 28 p.

49. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 3: Low-speed, fault tolerant, medium-dependent interface: ISO 11898-3 –2006, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 2006. – 25 p.

50. Road vehicles. Interchange of digital information. Controller area network (CAN) for high-speed communication: ISO 11898/Adm 1 – 1995, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 1995. – 53 p.

51. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 2: High-speed medium access unit: ISO 11898-2 –2003, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 2003. – 21 p.

52. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 5: High-speed medium access unit with low-power mode: ISO 11898-5 –2007, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 2007. – 20 p.

53. Руктешель, О.С. Применение электронных обратных связей при непрерывном способе управления сцеплением транспортного средства / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик // Теория и практика машиностроения. – 2004. – № 1. – С. 36–38.

54. Захарик, Ю.М. Особенности построения следящих электромагнитных приводов сцеплений / Ю.М. Захарик, О.С. Руктешель // Вестник БНТУ. – 2005. – № 4. – С. 27–29.

55. Способ переключения в автоматизированной ступенчатой коробке передач: пат. 2015039 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 К41/06 / А.И. Рябков, В.П. Топорков, Г.И Шаронов, Л.М. Аникин,

Н.Е. Паршин; заявитель Рябков А.И, Топорков В.П., Шаронов Г.И. и др. – № 5002765/27; заявл. 17.09.91; опубл. 30.06.94. – 9 с.

56. Automatic control device of friction clutch: pat. 19910772204 USA, int. Cl.<sup>5</sup> B60W10/02, F16D43/22 / J.M. Slicher; assignee Eaton Corp.; filed 07.10.99; date of patent 13.09.00. – 13 p.

57. Manoeuvring mode of vehicles having an automated clutch: pat. 6626796 USA, int. Cl.<sup>7</sup> B60K 41/02 / M. Schwab, W. Haerdle; assignee ZF Friedrichshafen AG.; filed 26.09.02; date of patent 30.09.03. – 7 p.

58. Fuller®AutoShift/UltraShift Transmissions: service manual / Eaton tech. information: TRSM 0930. – Eaton Corp., USA, 2007. – 94 p.

59. Некрасов, В.И. Компактные многоступенчатые / В.И. Некрасов // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 6. – С. 23-25.

60. Method for controlling and adjusting solenoid operated control valve by sweeping solenoid, measuring and recording signal pressure and current and storing data: pat. 20030417361 USA, int. Cl.<sup>5</sup> F15B19/00, F16H61/00, G05D16/20 / D. Sosnowski; assignee Eaton Corp.; filed 16.04.03; date of patent 25.10.04. – 13 p.

61. Eaton® Fuller® Automated Transmissions: quick reference guide / Eaton tech. information: TRMT- 0062, 3/00. – Eaton Corp., USA, 2000. – 20 p.

62. Дубровский, М.П. Системы питания бензиновых двигателей: учеб.-метод. пособие для студентов спец. 1-37 01 02 – "Автомобилестроение", 1-37 01 06 – "Техническая эксплуатация автомобилей" / М.П. Дубровский, В.А. Кусяк, О.С. Руктешель и др. – Минск: БНТУ, 2005. – 107 с.

63. Transmission shifting mechanism and position sensor: pat. 5743143 USA, int. Cl.<sup>6</sup> F16H 59/04 / J.F. Carpenter, M.L. Lanting, M.J. Huggins, D.L. Wadas; assignee Eaton Corp. – № 695052; filed 9.08.96; date of patent 28.04.98. – 11 p.

64. Фрайден Дж. Современные датчики: справочник / Дж. Фрайден., пер. Заболотная Ю.А., ред. перевод Свинцов Е.Л. – Москва: Техносфера, 2005. – 588 с.

65. Захарик, Ан. М. Синтез исполнительных механизмов систем автоматизированного управления составной коробкой передач большегрузного автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ан. М., Бел. гос. политехн. академ. – Минск, 1992. – 16 с.

66. Куцеволов, В.А. Обоснование параметров исполнительных механизмов коробок передач автоматизированных ступенчатых ме-

ханических трансмиссий: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.А. Куцеволов, Бел. политехн. ин-т. – Минск, 1988. – 20 с.

67. Method of controlling an automated mechanical transmission shift mechanism: pat. 5325029 USA, int. Cl.<sup>5</sup> B60K 17/12 / D.P. Janecke, L.A. Kominek, S.A. Edelen; assignee Eaton Corp. – № 985190; filed 11.30.92; date of patent 28.06.94. – 14 p.

68. Механизм автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач: пат. 2192973 С2 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В60К20/00, МПК<sup>7</sup> В60К20/02 / Р.М. Фадеев; заявитель ОАО «КамАЗ». – № 2001104251/28; заявл. 13.02.01; опубл. 20.11.02. – 6 с.

69. Устройство дистанционного переключения передач: а. с. 1409481 СССР. МПК В60К20/00 / С.Г. Стаскевич, Г.Д. Сычев, А.П. Бомбешко, М.В. Сечко, В.А. Ярошевич, В.А. Бармин и В.А. Куцеволов; заявл. 13.04.87; опубл. 23.08.88. – 2с.

70. Антиблокировочные и противобуксовочные системы / Конструкции автомобилей: зарубежный опыт // М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1991 – 79 с.

71. Fuller® Automated Transmissions: driver instructions / Eaton tech. information: TRDR 2500. – Eaton Corp., USA, 2007. – 22 p.

72. Гируцкий О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк, – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.

73. Fuller®AutoShift/UltraShift Transmissions: gen3 electrical wiring schematics / Eaton tech. information: RRMT 0010. – Eaton Corp., USA, 2007. – 28 p.

74. Method and apparatus for robust automatic clutch control with PID regulation: pat. 5439428 USA, int. Cl.<sup>5</sup> F16D 48/00 // J. Slicker; assignee Eaton Corp.; filed 22.02.94; date of patent 12.08.95. – 10 p.

75. Молибошко, Л.А. Исследование динамических систем с помощью передаточных функций / Л.А. Молибошко // Инженер-механик. – 2001. – № 2. – С. 23–27.

76. Молибошко, Л.А. Компьютерные модели автомобилей / Л.А. Молибошко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М. 2012. – 295 с.

77. Захарик, Ю.М. Алгоритм электронной системы ZS, исключающей скатывание автомобиля при трогании на подъеме / Ю.М. Захарик, Ан. М. Захарик // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 2. – С. 14–17.

78. Захарик, Ю.М. Принципы построения адаптивных систем управления сцеплениями / Ю.М Захарик // Грузовик&. – 2006 – № 3. – С. 34 – 38.

79. Adaptive shift control method/system for modifying engine delay rate or vehicle coast deceleration during upshifts: pat. 5489247 USA, int. cl.6 B60K 41/08, F16H 59/48 / R.K. Markyvech, R.A. Graves; assignee Eaton Corp. –№ 226749; filed 12.04.94; date of patent 06.02.96.– 15 p.

80. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик.– СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

81. SAE International<sup>TM</sup>: Surface vehicle recommended practice / J1939-71: Vehicle Application Layer.– SAE Truck and Bus Control and Communications Network Subcommittee.–2003.–379 P.

82. Тарасик, В.П. Исследование характеристик электрогидравлических пропорциональных клапанов / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, В. С. Савицкий // Вестник Белорусско-российского университета. Сер. машиностроение. – 2014. – № 1(42). – С. 52–64.

83. Filimonov, A. Real-time modeling for gear change control strategy research / A. Filimonov, V. Kusyak // FISITA 2010: International congress of heavy vehicles, road trains and urban transport. Bookofpapers. –Minsk: BNTU, 2010. – pp. 59-66

84. Крайнык, Л.В. Основы теории и синтеза оптимального управления гидромеханическими передачами автомобилей: дис. ...д-ра техн. наук: 05.22.02 /Л.В. Крайнык. – Киев, 1995. – 364 с.

85. Lim, O.O. Development of fuzzy logic control system / O.O. Lim, T.E. Ling, K.K. Plang // Malaysian journal of computer science. – 1998. – Vol. 11, № 2. – P. 8–14.

86. Clutch operating cylinder for a pressure-medium operated clutch: pat. 4745999 USA, int. Cl.<sup>4</sup> F16D 25/08 / F. Brugger, F. Moser, T. Ruhl; assignee Daimler-Benz Aktiengesellschaft –№ 56708; filed 02.01.87; date of patent 24.05.88. – 5 p.

87. Lee, H.-W. A study on full electronic control of automatic transmission: direct active shift control / H.-W. Lee, J.-S. Oh, G.-H. Jung: Hyundai Motor Company// F2000A101: materials of FISITA World Automotive Congress, Seoul, June 12-15 2000. – Seoul, Korea, 2000. –P. 1–6.

88. Руктешель, О.С, Пневмо-и гидрораспределители с электронной обратной связью / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик, Ан. М. Захарик и др. // Механика машин. Теория и практика: материалы междунар. науч.-техн. конф. / Под ред. М.С. Высоцкого. – Националь-



ная Акад. Наук Беларуси. – Минск, 2004. – С. 377 – 381.

89. Actuator system for vehicle automated clutches with electric motor actuator and pressurized fluid override: pat. 5934432 USA, int. Cl.<sup>6</sup> F16D 19/00 / J. Bates; assignee Eaton Corp. –№ 917303; filed 25.08.97; date of patent 10.08.99. – 7 p.

90. Clutch operating system and a hydraulic mechanism used in the same: pat. 6607060 B2 USA, int. Cl.<sup>7</sup> F16D 25/08 / A. Inoue; assignee Exedy Corp. –№ 10/042200; filed 11.01.02; date of patent 19.08.03. – 18 p.

91. Dual mode motor vehicle clutch control system: 5002166 USA, int. Cl.<sup>5</sup> B60K 41/22 / K.V. Leigh-Monstevens, L.P. Branum; assignee Automotive Products plc –№ 408575; filed 14.09.89; date of patent 26.03.91. – 14p.

92. Clutch disconnection/connection device: pat. 5954176 USA, int. Cl.<sup>6</sup> F16D 19/00 / M. Ishihara, Y. Yamamoto et al.; assignee Isuzu Motors Limited –№ 08/967401; filed 11.11.97; date of patent 21.09.99. – 12 p.

93. Электропневматический привод коробки передач [Electronic resource] / ООО «Кора», 2006. – Mode of access: <http://www.kora.ru/production/electropneumatic-drive/complete> – Date of access: 15.10.2009.

94. Дальнейшее совершенствование систем управления механизмом переключения передач. [Electronic resource] / Автомобильный архив, 2009. – Mode of access: [http://www.Cararchive.Ru/nekotorye\\_konstrukcii\\_mnogostupenchatykh\\_korobok\\_peredach](http://www.Cararchive.Ru/nekotorye_konstrukcii_mnogostupenchatykh_korobok_peredach). – Date of access: 24.11.2009.

95. Электропневматическая система управления механизмом переключения коробки передач транспортного средства: пат. 2170678 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В60К20/02 / А.Д. Каменский, А.М. Раскин, В.А. Кеменов, В.С. Кожевников, В.Ю. Беляев; заявитель Каменский А.Д., Раскин А.М., Кеменов В.А., Кожевников В.С., Беляев В.Ю. –№2000132534/28; заявл. 26.12.00; опубл. 20.07.01. – 8 с.

96. Механизм автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач: пат. 2241610 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В60К20/00 / Р.М. Фадеев; заявитель ОАО «КамАЗ». – № 2003111517/11; заявл. 21.04.03; опубл. 10.12.04. – 9 с.

97. Устройство дистанционного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач: пат. 2015937 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В60К20/00 / Н.Е. Паршин, В.П. Топорков, Л.М. Аникин, А.И. Рябков, Г.И Шаронов, Е.М. Осипов; заявитель Паршин Н.Е., Топорков В.П., Аникин Л.М. и др. –№ 4949441/27; заявл. 27.06.91; опубл. 15.07.94. – 32 с.

98. Устройство и способ для автоматизированного управления сцеплением: пат. 2268830 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В60W 10/00 /Jung Mario; заявитель Luk Lamellen und Kupplungsbau Betajligungs KG (Германия). –№ 2002125382/11; заявл. 18.01.01; опубл. 27.01.06. – 10 с.

99. Захарик, Ю.М. Метод выбора передачи коробки передач при автоматизации трогания автомобиля с места / Ю.М Захарик // Грузовик &. – 2006 – № 10. – С. 22 – 25.

100. Красневский, Л.Г. Управление фрикционным сцеплением на основе шим-сигнала с однопараметрической обратной связью/ Л.Г. Красневский, А.В. Белевич, В.А. Кусяк и др. // материалы Международной науч.-техн. конф. «Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы» / Белорусско-российский ун-т. – Могилев, 2011. – С. 44 - 47.

101. Руктешель О.С. Определение пороговых значений параметра обратной связи при широтно-импульсном управлении сцеплением / Руктешель О.С., Соломахо В.Л., Кусяк В.А., Филимонов А.А. // Вестник Восточноевропейского национального университета им. В. Даля. – 2010. – № 6(148). – С. 97–101.

102. Управление пневматическим исполнительным механизмом включения сцепления с помощью широтно-импульсной модуляции: отчет о НИР (заключ.) / Бел. нац. техн. университет; рук. В.А. Кусяк. – Минск, 2009. – 60 с. – № ГР 20091202.

103. Захарик, Ю.М. Адаптивное управление сцеплением автомобиля / Ю.М Захарик // Инженер-механик. – 2003. – № 2. – С. 17–18.

104. Imagine.Lab AMESim: User manual version 4.1 // LMS Company Ltd, Germany, 2003. – P. 267.

105. Барский, И.Б. Сцепление транспортных и тяговых машин / И.Б Барский, С.Г Борисов, В.А. Галявин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.

106. Селифонов, В.В. Автоматические сцепления и гидropередачи автомобилей: учебн. пособие / В.В. Селифонов. –М.: МАМИ, 1999. –146 с.

107. Руктешель, О.С. Использование стратегии DSAC при трогании автопоезда с места в автоматическом режиме работы силового агрегата / О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, А.В. Белевич, В.И. Луцкий // Вестник ГГТУ им. Суховаго. – 2014. – № 3(58). – С. 28 – 35.

108. Manual on program development with Ecolog 100 plus/ ifm

electronic gmbh, Germany, Essen, 2002. – 242 p.

109. Захарик, Ю.М. Методы взаимодействия двигателей и трансмиссии при электронном управлении силовыми агрегатами автомобилей / Ю.М Захарик, А.М. Захарик // Грузовик. – 2006 – № 1. – С. 28 – 30.

110. Правила ЕЭК ООН №13(10) / Пересмотр 6. Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения – Введ. 1.07.10. – Минск: Госстандарт: техн. комитет по стандартизации, 2010. – 277 с.

111. Тугаев, М.Ю. Разработка адаптивной системы автоматического переключения передач для автомобилей с карбюраторным двигателем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / М.Ю. Тугаев. – Минск, Бел. гос. политехн. акад, 1992. – 16 с.

112. Гурский, Н.Н. Виртуальное проектирование ходовой части мобильных машин: монография / Н.Н. Гурский, Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик. – Минск: БНТУ, 2010. – 174 с.

113. Методика математического моделирования при разработке системы автоматического переключения передач: ГНТП «Белавтотракторостроение» задание АТ-01.10, этап АТ-01.10.02.04.02 / Белорус. нац. техн. ун-т; рук. темы Руктешель О.С.–Мн., 2001. – 29 с. – ГНТП НИР № ГР 05808729.15-01.

114. Недялков, А.Н. Перспективы создания типоразмерного ряда унифицированных механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением / А.Н. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили: сб. научн. тр. / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»; редкол.: А.А. Ипатов (гл. ред.) [и др.]. – Москва, 2004 № 232. – Вып. 241. – С. 1162.

115. Оптимизация моментов переключения передач трансмиссии автопоезда с автоматизированным силовым агрегатом: отчет о НИР (заключ.) / Бел. нац. техн. университет; рук. В.А. Кусяк. – Минск, 2010. – 76 с. – № ГР 20200284

116. Руктешель, О.С. Оптимизация процесса переключения передач городского автобуса / О.С. Руктешель, В.А. Кусяк // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2004. – № 2. – С. 38 – 43.

117. Ануфриев, И.Е. Самоучитель Matlab 5.3/6x / И.Е. Ануфриев. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2004. – 720 с.

118. Провести исследования и создать автоматизированную систему переключения передач автопоезда общей грузоподъемностью 21-22 т, изготовить образец, провести стендовые и дорожные испы-

тания системы, откорректировать конструкторскую документацию: отчет о НИР (заключ.) / Бел. нац. техн. ун-т; рук. темы О.С. Руктешель. – Минск, 2006. – 133 с. – № ГР 2002445.

119. Кьюнг, Л. Ч. Улучшение вибрационной характеристики силового агрегата полноприводного легкового автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ле Чанг Кьюнг. – М.: МАМИ, 2008. – 130 с.

120. Шеховцев, В.В. Совершенствование автотракторных силовых передач на основе анализа и синтеза их динамических характеристик на этапе проектирования: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / В.В. Шеховцев. – Волгоград, Волгоградский гос. техн. ун-т, 2004. – 399 с.

121. Русаков, С.С. Разработка методики оптимизации передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии легкового автомобиля с учетом режимов работы его двигателя: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / С.С. Русаков. – Тольятти: Тольяттинский гос. ун-т., 2007. – 30 с.

122. Абдулов, С.В. Повышение динамических характеристик гидромеханической трансмиссии транспортной машины на основе оптимизации управления переходными процессами: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / С.В. Абдулов. – Челябинск, Южно-уральский гос. ун-т, 2005. – 144 с.

123. Ляшенко, М.В. Методы оптимизационного синтеза систем подпрессоривания и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / М.В. Ляшенко. – Волгоград, Волгоградский гос. техн. ун-т, 2003. – 38 с.

124. Разработка основ и практика синтеза алгоритмов переключения в трансмиссии городского автобуса с перспективной коробкой передач: отчет о НИР/ Бел. гос. политехн. акад.; рук. О.С. Руктешель. – Минск, 2000. – 80 с. – № ГР 20001138

125. Бахвалов, Н.С. Численные методы. / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков.– 5-е изд.–М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007.– 636 с.

126. Бахмутов, С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / С.В. Бахмутов. – М.: Московский гос. техн. ун-т «МАМИ», 2001. – 48 с.

127. Руктешель О.С. Моделирование и анализ процесса трогания автопоезда с места / Руктешель О.С., Соломахо В.Л., Кусяк В.А., Филимонов А.А. // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 4(17). – С. 19–24.

128. Басалаев, В.Н. Определение оценочных показателей процесса переключения передач механической трансмиссии при проведении исследовательских испытаний в дорожных условиях / В.Н. Басалаев // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 4(9). –С. 47–49.

129. Захарик, Ю.М. Оценочные параметры работы системы автоматического управления сцеплением / Ю.М Захарик // Инженер-механик. – 2003 – № 2. – С. 13 – 14.

130. Руктешель, О.С. Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля: учеб.-метод. пособие / О.С. Руктешель. – Мн: БНТУ, 2010. – 48 с.

131. Захарик, Ан. М. Алгоритмы оптимизации параметров динамической нагруженности трансмиссии большегрузных АТС / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, А.А. Гологуш и др. // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 11. – С. 35–36.

132. Jo, H.-S. A study on the improvement of the shift characteristics for the passenger car automatic transmission / H.-S. Jo, Y.-I. Park, J.-M. Lee, W.-J. Jang, J.-H. Park, W.-S. Lim//International Journal of Vehicle Design. – 2000. –Vol.23, Nos.3/4. –P. 307–328.

133. Карабцев, В.С. Улучшение топливной экономичности и тягово-скоростных свойств магистального автопоезда совершенствованием методов и комплексного критерия оценки эксплуатационной эффективности на стадии проектирования и доводки: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.С. Карабцев. – Набережная Челны, Камский гос. политехн. ин-т, 2009. – 173 с.

134. Гладкова, Г.А. Оптимизация параметров процесса включения фрикционных муфт тракторных трансмиссий: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Г.А. Гладкова. – Минск: Бел. гос. политехн. ак-я, 1995. –130 с.

135. Гурский, Н.Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин: монография / Н.Н. Гурский, Р.И. Фурунжиев. – Минск: БНТУ, 2008. –296 с.

136. Ахмедов, А.А. Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокри-

териальной параметрической оптимизации: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / А.А. Ахмедов. – М.: Московский гос. техн. ун-т «МАМИ», 2004. – 24 с.

137. Плотников, А.Д. Численные методы: учеб. пособие / А.Д. Плотников. – Минск: Новое знание, 2007. – 174 с.

138. Ковешников, В.А. Системный анализ и оптимизация: учеб. пособие / В.А. Ковешников. – Тула: Тульский гос. ун-т, 2001. – 130 с.

139. Желтов, В.П. Стохастическая оптимизация расписания на сетях Петри / В.П. Желтов, А.П. Димитриев. – Чебоксары, Из-во Чувашского ун-та, 2001. – 213 с.

140. Uosaki, K. Application of stochastic approximation to the tracking of a stochastic nonlinear dynamic system / K. Uosaki, V. Katsujuk // Int. J / Control – Vol. 18 – № 6 – 1993 – P.34-37.

141. Захарик, Ю.М. Стохастическая аппроксимация как метод синтеза оптимальных процессов / Ю.М. Захарик, С.Л. Николаенко, А.М. Захарик // Новости. Стандартизация и сертификация. – 2004 – № 6. – С. 56 – 59.

142. Габасов, Р. Методы оптимизации / Р. Габасов, Ф.М. Кириллова, В.В. Альсевич и др. – Минск: Изд-во «Четыре четверти», 2011. – 472 с.

143. Андреева, Е.А. Вариационное исчисление и методы оптимизации: Учеб. пособие для университетов / Е.А. Андреева, В.М. Чирулева. – М: Высш. шк., 2006. – 584 с.

144. Пантелеев, А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах: Учеб. пособие / А.В. Пантелеев, Т.А. Летова. – М: Высш. шк., 2002. – 544 с.

145. Методика математического моделирования при разработке системы автоматического переключения передач: ГНТП «Белавотракторостроение» задание АТ-01.10, этап АТ-01.10.02.04.02 / Белорус. нац. техн. ун-т; рук. темы Руктешель О.С.–Мн., 2001. – 29 с. – ГНТП НИР № ГР 05808729.15-01.

146. Измаилов, А.Ф. Численные методы оптимизации: Учеб. Пособие / А.Ф. Измаилов, М.В. Солодов. – М: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 304 с.

147. Денисов, А.А. Теория больших систем управления / А.А. Денисов, Д.Н. Колесников. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 288 с.

148. Левин, В.И. Логическая теория надежности сложных систем / В.И. Левин. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 129 с.

149. Подиновский, В.В. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В.В. Подиновский, В.Д. Ногин. – М.: Наука, 1982. – 256 с.

150. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

151. Брук, В.М. Методы многокритериальной оптимизации проектных решений: учеб. пособие / В.М. Брук, О.А. Петухов. – Л.: СЗПИ, 1990. – 76 с.

152. Альгин, В.Б. Ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 /В.Б. Альгин. – Минск, 1990. – 479 с.

153. Samim J.C. Multiphysics modeling and optimization of mechatronic multibody systems / J.C. Samim [et.al] // *Multibody System Dynamics*. – 2000. –№18. – P. 345-373.

154. Руктешель, О.С. Математические основы моделирования динамики трансмиссии транспортного средства / О.С. Руктешель, Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик и др. // *Вестник БНТУ*. – 2003. – № 6. – С. 48 – 54.

155. Blundell M. The multibody systems approach to vehicle dynamics / M. Blundell, D. Harty. – New York, 2004. – 288 p.

156. Kiencke U. / *Automotive control system* / U. Kiencke, L. Nielson.– Springer-verlag Berlin Hedelberg New York.: Buchbinderrei Luederitz & Bauer, ISBN3-540-66922-1–, 2000.– 412 P.

157. Альгин, В.Б. Схематизация и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой / В.Б. Альгин, О.В. Дробышевская, В.М. Сорочан и др. // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2008. –№ 2(3). –С. 16–24.

158. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин.– Мн.: Навука і тэхніка, 1995.– 256 с.

159. Algin, V. Kinematic and dynamic computation of vehicle transmission based on regular constructs / V. Algin, V. Ivanov // *Proceedings of 12<sup>th</sup> IFToMM World Congress, Besancon (France)*.– June 18-21, 2007.–6 p.

160. Антонюк, Е.Я. Динамика механизмов переменной структуры / Е.А. Антонюк. – Киев: Наукова думка, 1998. –213 с.

161. Вейц, В.Л. Динамика и моделирование электромеханических приводов / В.Л. Вейц, Г.В Царев. – Саранск: Изд-во Мордов.

ун-та, 1992. –226 с.

162. Захарик, Ал. М. Собственные частоты узлов трансмиссий транспортных средств / Ал.М. Захарик, Ан. М. Захарик, А.Г. Выгонный и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 5. – С. 31–33.

163. Руктешель, О.С. Обоснование параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля в отношении исследования режимов управления сцеплением / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2004. – № 4. – С. 54–56.

164. Гришкевич, А.И. Применение ЭВМ при конструировании и расчёте автомобиля / А.И. Гришкевич, Л.А. Молибошко, В.М. Беляев, О.С. Руктешель. – Минск: Вышэйшая школа, 1988. – 264 с.

165. Вильке, В.Г. Теоретическая механика / В.Г. Вильке и др., 3-е изд., испр. и доп. – СПб.: Издательство «Лань», 2003. –304 с.

166. Ишлинский, А.Ю. Классическая механика и силы инерции / А.Ю. Ишлинский, отв. ред. Раушенбах Б.В., кол. авт. Академия Наук СССР. Ин-т проблем механики. – М.: Наука, 1987. –319 с.

167. Аналитическая механика и мехатронные системы перемещения / С.Е. Карпович, А. Яковлюк, М. Чех, Ю.Ф. Ляшук и др.; – Мн: «Технопринт», 2004. –187 с.

168. Сазонов, И.С. Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / И.С. Сазонов. – Минск, Бел. нац. техн. ун-т, 2002. – 342 с.

169. Захарик, Ю.М. Функция предикат в вопросах математического описания работы сцепления / Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, С.Л. Николаенок и др. // Сб. науч. тр. /БНТУ. – Минск, 2004. – Вып.2. –Т.3: Современные методы проектирования машин; под ред. П.А. Витязя. – С. 134– 137.

170. Руктешель, О.С. Математическое описание процессов в приводе сцепления специальных автомобилей / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик, А.М. Захарик // Вестник машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 41–45.

171. Сидоров, С.А. Синтез режимов форсированных испытаний гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала и анализ ее нагруженности: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / С.А. Сидоров. – Минск, Бел. нац. техн. ун-т, 2006. – 154 с.

172. Сазонов И.С. Особенности представления математических моделей динамики движения колесных машин / И.С. Сазонов,



В.А. Ким, Н.М. Амельченко, О.В. Билык // Механика-2011: Сб. науч. тр./ ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011, Т.1. – С. 189 - 194.

173. Кухаренок, Г.М. Методы и средства совершенствования рабочего процесса высокооборотных дизелей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Г.М. Кухаренок. – Минск, Бел. гос. политехн. акад., 2000. – 291 с.

174. Фаробин, Я.Е. Математическая модель движения специализированного АТС на маршруте / Я.Е. Фаробин, М.И. Гриф – М.:ЦНИИОМТП, РИФ «Глория», 1997. –80 с.

175. Ruktshel, O.S. Modelling of pre-selector gearshift in the urban bus transmission / O.S. Ruktshel, V.A. Kusyak // SAE International Body Engineering conference IBEC 2002/ Proceedings Volume 6: Transmission Developments: 02ATG-30, Paris, France // SAE Technical paper series, 2002-01-2203. –2003. – P. 37-41

176. Чжан, Фэнтун. Выбор законов управления механической ступенчатой трансмиссией автомобиля с дизельным двигателем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Фэнтун Чжан. – Минск, Бел. политехн. ин-т, 1995. – 17 с.

177. Руктешель, О.С. Моделирование следящего действия привода сцепления автомобиля / О.С. Руктешель, Ю.М. Захарик // Материалы IX междунар. науч.-техн. конф. по динамике и прочности автомобиля / Под ред. Чл.-корр. РАН Э.И. Григолюка. – М.Ж МГТУ МАМИ, 2005. – С. 147–153.

178. Молибошко, Л.А. Компьютерное моделирование автомобилей: учеб. пособие для вузов / Л.А. Молибошко. – Минск: ИВЦ Минфина РБ, 2007.–280с.

179. Катанаев, Н.К. Параметрическая идентификация объекта управления человеко-машинной системы «автомобиль-среда-водитель»: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 /Н.К. Катанаев. – М.: МАМИ, 2009. – 24 с.

180. Лобатый, А.А. Сеточно-параметрическая оптимизация дискретных систем с фазовым управлением / А.А. Лобатый, Л.В. Русак, М.А. Аль-Машхадани. // Системный анализ и прикладная информатика. – 2013. – № 1-2. – С. 13–17.

181. Сухарев, Э.А. Параметрическая оптимизация машин и оборудования: учебное пособие / Э.А. Сухарев. – Ровно: НУВХП, 2007. – 179 с.

182. Галямов, П.М. Снижение динамической нагруженности трансмиссии и повышение плавности разгона троллейбуса МАЗ-103Т совершенствованием тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем / П.М. Галямов, В.Б. Альгин // Автомобили и двигатели: сб. научн. тр. / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»; редкол.: А.А. Ипатов (гл. ред.) [и др.]. – Москва, 2009. – Вып. 241. – С. 40 – 57.

183. Данг Минь Чи. Оптимизация процесса управления двигателем при автоматическом переключении передач автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 /Данг Минь Чи. – Минск, Бел. политехн. ин-т, 1993. – 171 с.

184. Балабаева, И.А. Тенденции развития грузовых автомобилей / И.А. Балабаева // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 12. – С. 32-33.

185. Петров, В.А. Принципиальные схемы КП. Анализ и выбор / В.А. Петров // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 6. – С. 11–16.

186. Нурминский, Е.А. Численные методы выпуклой оптимизации / Е.А. Нурминский. – М: Наука, 1991. – 168 с.

187. Кусяк, В.А. О влиянии величины начального рабочего шага поиска на результаты синтеза алгоритма переключения передач / В.А. Кусяк // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2004. – № 4. – С. 57–59.

188. Энциклопедия автоматических систем управления технологическими процессами / Свойства открытых систем [Electronic resource] / ©RLDA Ltd, 2008. – Mode of access: [http:// www. bookasutp.ru / Chapter1\\_3.aspx # OpenSystemProperties](http://www.bookasutp.ru/Chapter1_3.aspx#OpenSystemProperties). – Date of access: 17.07.2010.

189. Машины, приборы, и другие изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды: ГОСТ 15150-00.– Введ. 20.05.04. – Москва: Межгосударственный стандарт: ИПК Издательство стандартов, 2000. –23 с.

190. Электрооборудование автотракторное. Общие технические условия: ГОСТ 3940-2004. – Введ. 24.06.08. – Минск: Госстандарт: Научн.-иссл. ин-т автотракторного электрооборудования, 2004. – 23 с.

191. Степени защиты, обеспечиваемые оболочками: ГОСТ 14254-96. – Введ. 14.04.97. – Минск: Госстандарт: техн. комитет по стандартизации, 1996. –52 с.

192. Электрооборудование автомобилей. Электромагнитная совместимость. Кондуктивные помехи по цепям питания. Требования и методы испытаний: ГОСТ 28751-90.– Введ. 01.01.92. – Москва: Межгосударственный стандарт: ИПК Издательство стандартов, 2004. –16 с.

193. Николаев, Ю.И. Новое семейство автомобилей многоцелевого назначения МЗКТ / Ю.И. Николаев// Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. –№ 1(2). –С. 12–16.

194. Белоусов, Б.Н. Основные задачи прикладной механики наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами / Б.Н. Белоусов // Механика-2011: сб. науч. тр./ ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011, Т.1. – С. 120- 126.

195. Функциональная безопасность электрических, электронных и программируемых электронных систем, связанных с безопасностью. Рекомендации по применению методов определения уровней полноты безопасности ГОСТ Р МЭК 61508-5-2007.– Введ. 27.12.07. – Москва: Стандартинформ, 2007. –28 с.

196. CiA DS-301, Version 4.01: CANopen application layer and communication profile. [Electronic resource] / CAN in Automation e.V., Germany, copyright © 2001-2012. – Mode of access: - [http://www.workarea.ego-gw.it/ego2/ego/itf/software/301\\_canopen.pdf](http://www.workarea.ego-gw.it/ego2/ego/itf/software/301_canopen.pdf). – Date of access: 19.03.2009.

197. Белоус, М.М. Исследование автоматических систем управления ступенчатой механической трансмиссией с центральной синхронизацией: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / М.М. Белоус, Бел. политехн. ин-т. – Минск, 1982. – 19 с.

198. Черванев, А.Д. Разработка требований к алгоритмам управления процессом переключения передач в автоматизированных ступенчатых синхронизированных трансмиссиях: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / А.Д. Черванев, Бел. политехн. ин-т. – Минск, 1982. –19 с.

199. Кравцов, Ю.В. Совершенствование микропроцессорных систем управления трансмиссией автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ю.В. Кравцов, Бел. политехн. академия. – Минск, 1993. –20 с.

200. Рынкевич, С.А. Научные основы и методология создания бортовой системы активного диагностирования гидромеханических передач мобильных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / С.А. Рынкевич

кевич, Гос. научн. учреждение "Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси". – Минск, 2012. – 398 с.

201. Руктешель, О.С. Стендовые испытания автоматизированной системы переключения передач транспортного средства / О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // Мехатроника. Автоматизация. Управление. – 2008. – № 5. – С. 45–48.

202. Недеялков, А.Н. Разработка типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных многоступенчатых корбок передач с автоматизированным управлением / А.Н. Недеялков, А.Н. Блохин, В.Ю. Тумреев, А.С. Фадеев // Автомобили и двигатели: сб. научн. тр. / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»; редкол.: А.А. Ипатов (гл. ред.) [и др.]. – Москва, 2009. – Вып. 241. – С. 39–45.

203. Системы автоматического управления с электромагнитными порошковыми муфтами / Г.Ф. Коновалов, О.Б. Коноваленко. –М.: Машиностроение, 1986. –157 с.

204. Михайлова-Станюта, И.Г. Инновационное поле белорусской экономики догоняющего развития / И.Г. Михайлова-Станюта // Наука и инновации. – 2012. –№ 3(109). –С. 26–29.

205. SMC Corporation – пневматика, гидравлика, вакуумная техника, контроллеры / Устройства для регулирования давления и расхода [Electronic resource] /© SMC Corp., 2006. – Mode of access: <http://www.smc-pneumatic.ru/seach.php?logic=org.seach=smc&tp>. – Date of access: 31.06.2012.

206. Механизм переключения передач транспортного средства: а. с. 1498643 СССР, МПК В60К 20/00 / С.Г. Стаскевич, О.А. Маханьков, Г.Д. Сычев, А.П. Бомбешко, М.В. Сечко, В.Ф. Барановский, М.С. Лебедев, А.Д. Черванев, А.А. Михайлов и В.А. Куцеволов; заявл. 09.12.87; опубл. 07.08.89. – 3 с.

207. MT Series Mechatronic Throttle Pedal with vSENSE™ Technology [Electronic resource] // Konsberg Automation GmbH, 2009. – Mode of access: <http://www.controlsandcables.com/index.php/Electronic-Foot-Pedal/Mechatronic-Electronic-Foot-Pedal-Systems.html>. – Date of access: 20.07.2012.

208. System manual ecomat mobile Controller R360 for CoDeSys from V2.3 and Target versions V04.xx.xx/ ifm electronics gmbh, Germany, 2006 – 184 P.

209. Сысоева, С.А. Автомобильные датчики положения. Современные технологии и новые перспективы. Часть 1. Потенциометры

и датчики Холла – лидеры современного рынка /С.А. Сысоева // Компоненты и технологии. 2005. № 2.– 8с.

210. Автомобильный справочник. Перевод с немецкого. 2-е изд. перераб. и доп.– М.:ЗАО КЖИ «За рулем», 2004.–992 с.: ил.

211. Сысоева, С.А. Автомобильные цифровые магнитоуправляемые датчики угловой скорости и углового положения зубчатого ротора / С.А. Сысоева // Электронные компоненты. 2004. № 3. –С. 59-71.

212. Осыко, В.В. Устройство и эксплуатация автомобиля КамАЗ-4310 / В.В. Осыко, И.Я. Петриченко, Ю.А. Алленов и др.– М.:Патриот, 1991.–351 с.:ил.

213. Литвиненко, В.В. «Автомобильные датчики, реле и переключатели. Краткий справочник / В.В. Литвиненко, А.П. Майструк.– М.:ЗАО КЖИ «За рулем», 2004.–176 с.

214. Кусяк В.А. Дуплексный привод для мехатронной системы управления сухим фрикционным сцеплением / Кусяк В.А., Сидоров С.А., Белевич А.В. // Наука и техника. – 2013. – № 3. – С. 33–37.

215. Автоматизированный привод управления сухим фрикционным сцеплением с дублирующим пневмогидравлическим контуром / А.Г. Баханович, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов, А.В. Белевич // Заявка на патент изобретения № а20120257 Республика Беларусь МКИ F16Н 21/48. Заявл. 01.03.2013. – 12 с.

216. Гришкевич, А.И.Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др. / Под общ. Ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1985, – 240 с.

217. Система командного управления коробкой передач: а. с. 1684116 СССР, МПК В60К 20/02 / С.Г. Стаскевич, О.А. Маханьков, Г.Д. Сычев, А.П. Бомбешко, М.В. Сечко, М.С. Лебедев, А.Д. Черванев, А.А. Цереня, В.А. Куцеволов, Ю.В. Кравцов и А.И. Гришкевич; заявл. 16.02.89; опубл. 15.10.91. – 6 с.

218. Кусяк В.А. Мехатронная система управления многоступенчатой механической коробкой передач / В.А. Кусяк // Изобретатель: ISSN 2218-743X – 2014. – № 06(174). – С. 42-45.

219. Автомобили КамАЗ -5320, КамАЗ 5410, КамАЗ-5541: руководство по ремонту автомобилей.– М.: Автоэкспорт, 1990. – 237 с.: ил.

220. Промышленные приводы АББ для испытательных стендов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/48624c757e38393fc12570bc00299a8f/\\$file/abb\\_industrial\\_drives\\_for\\_test\\_bench\\_applications\\_rev\\_b\\_ru.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/48624c757e38393fc12570bc00299a8f/$file/abb_industrial_drives_for_test_bench_applications_rev_b_ru.pdf) –

Дата доступа: 24.03.2013.

221. Стенд обкатки и диагностики двигателей внутреннего сгорания: пат. RU 2209987С23, МПК F02В79/00, G01М15/007 В.А. Бондаренко, Е.В. Бондаренко, К.Ф. Дурнев, В.В. Цыбакин; заявл. 10.04.2003; опубл. 10.08.2003.

222. Стенд испытания двигателей внутреннего сгорания «Контур-СИД» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://dap.keravt.com/products/stend-ispitaniya-dvs-kontur-sid> – Дата доступа: 24.03.2013.

223. Стенд для динамических испытаний силовых установок транспортных средств: пат. RU 2330257С1, МПК G01М17 / 007 А.Г.Мурыгин, П.Н. Молин, А.Ф. Дубровский, С.А. Дубровский; заявл. 29.12.2006; опубл. 23.03.2007.

224. Стенд для испытания двигателей внутреннего сгорания: пат. RU 2059217С1, МПК G01М15/0007 Ю. М. Чикунев; заявл. 03.03.1993; опубл. 27.04.1996.

225. Стенды для измерения крутящего момента [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http // www.mix-eng.ru / stati / izmerenie-krutyaschego-momenta / stend-dlya-ispitaniya-dvigately.html](http://www.mix-eng.ru/stati/izmerenie-krutyaschego-momenta/stend-dlya-ispitaniya-dvigately.html)– Дата доступа: 24.03.2013.

226. Татур, О.Н. Электромагнитные порошковые тормоза серии ПТ. Руководство по эксплуатации / О.Н. Татур, А.Н. Арапов, В.А. Жиганов. – М.:ЭНИМС, 1975. – 20с.

227. Железо карбонильное радиотехническое. Технические условия: ГОСТ 13610-79.– Введ. 19.01.1979. Измен. 19.04.2010 –М.: Издательство стандартов, 1984. –18 с.

228. Масла для высокоскоростных механизмов. Технические условия: ГОСТ 1840-76. – Введ. 01.07.51. Измен. 17.03.1998 –М.: Издательство стандартов, 1979. –19 с.

229. Молибошко, Л.А. Разработка теоретических основ проектирования трансмиссий автомобилей с оптимальными динамическими характеристиками/ Л.А. Молибошко, О.С. Руктешель – Минск: Теория и практика машиностроения, № 1, 2005.

230. Гришкевич, А.И. Автомобили: теория / А.И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.

231. CiA DR-303-2, Version 1.1: CANopen representation of SI units and prefixes. [Electronic resource] / CAN in Automation e.V., Germany, copyright © 2004. – Mode of access: [http://www.read.puch.com/downloadsG3/doc/comm/220956/CANOpen/303\\_2v01030000.pdf](http://www.read.puch.com/downloadsG3/doc/comm/220956/CANOpen/303_2v01030000.pdf). –

Date of access: 20.03.2009.

232. SM-CANopen: CANopen terminal description [Electronic resource] // Moteurs Leroy-somer Angouleme Cedex France, 2003. – Mode of access: [http://www.leroy-somer.com/documentation\\_pdf/notices\\_pdf/3936b\\_en.pdf](http://www.leroy-somer.com/documentation_pdf/notices_pdf/3936b_en.pdf). – Date of access: 23.03.2011.

233. MCBXC800 Users Guide: CAN Interface [Electronic resource] // ARM Ltd and ARM Germany GmbH, 2012. – Mode of access: [http://www.keil.com/support/man/docs/mcbxc800/mcbxc800\\_866\\_to\\_CAN.htm](http://www.keil.com/support/man/docs/mcbxc800/mcbxc800_866_to_CAN.htm). – Date of access: 24.03.2011.

234. IXXAT USB-to CAN II: Intellegent CAN/LIN Interface for the USB port [Electronic resource] // IXXAT Automation GmbH, Copyright © 2004-2012. – Mode of access: [http://www.ixxat.com/usb-to-can-II-interface\\_en.html](http://www.ixxat.com/usb-to-can-II-interface_en.html). – Date of access: 23.03.2011.

235. Руководство пользователя по программированию ПЛК в CoDeSys V2.3.– ПК «Пролог», Copyright: 3S - Smart Software SolutionsGmbH, 2008. – 452 с.

236. System manual ecomat 100 type R360/ ifm electronics gmbh, Germany, Essen, 1999. –166 p.

237. System manual ecomat mobile controller range R360 for CoDeSys from version 2.3 and target version 04.xx.xx / ifm electronics gmbh, Germany, Essen, 28.07.2006. –396 p.

238. Кусяк, В.А. Исследование процесса переключения передач в командном режиме управления силовым агрегатом автомобиля / В.А. Кусяк // Наука и техника. – 2014. – № 3. – С. 82 – 87.

239. Каталог автотехники МАЗ // Минский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – 2013. – Режим доступа: <http://www.maz.by/upload/public%20html/files/catalogs/shassi.pdf>. – Дата доступа: 29.01.2013.

240. Баханович, А.Г. Электронное управление пневматическим приводом регулятора ТНВД / А.Г. Баханович, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // материалы Международной науч.-техн. конф. «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии». – Могилев: Белорусско-российский ун-т., 2013. – С. 44-47.

241. Кусяк В.А. Алгоритм электронного управления дизельным двигателем стандарта Euro-2 / В.А. Кусяк // Изобретатель. – 2014. – № 07-08 (175-176). – С. 33-41.

242. Кусяк, В.А. Исследование зависимости диапазона управления исполнительным механизмом дизельного двигателя от частоты

генерируемого ШИМ-сигнала / В.А. Кусяк // Вестник Белорусско-российского университета. Сер. машиностроение. – 2014. – № 3(44). – С. 35–43.

243. Кусяк, В.А. Исследование динамики дизельного двигателя при электронном управлении моторным тормозом / В.А. Кусяк // Изобретатель. – 2014. – № 09 (177). – С. 45-48.

244. Захарик, Ю.М. Переходные процессы в приводе сцепления при автоматическом переключении передач/ Ю.М Захарик // Грузовик – 2003 – № 3. – С. 33 – 34.

245. Кусяк, В.А. Исследование влияния частоты ШИМ-сигнала на диапазон управления исполнительным механизмом сцепления / В.А. Кусяк // Вести Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2014. – № 2. – С. 33–38.

246. Кусяк, В.А. Исследование процесса переключения передач в командном режиме управления силовым агрегатом / В.А. Кусяк // Наука и техника. – 2014. – № 4. – С. 82 – 87.

247. John, Karl-Heinz. IEC 61131-3 Programming Industrial Automation Systems: Concepts And Programming Languages, Requirements for Programming Systems, AIDS to Decision-making Tools / Karl-Heinz John, Michael Tiegelkamp //Springer, 2001. – 376 P.

248. Manual on program development with Ecolog 100 plus/ ifm electronics gmbh, Germany, Essen, 2002. – 242 p.



# ПРИЛОЖЕНИЯ

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Технические данные узлов и основные характеристики контрольно-измерительных приборов испытательного стенда

Таблица А1. Основные технические данные испытательного стенда

Наименование	Параметр	Величина	Примечание	
1	2	3	4	
Двигатель КамАЗ -740	Номинальная мощность, кВт (л.с.)	155 (210)		
	Частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, мин <sup>-1</sup>	2600±50		
	Частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1600		
	Максимальный крутящий момент, Н·м	650		
	Момент инерции маховика и связанных с ним масс двигателя, кг·м <sup>2</sup>	2,5		
Коробка передач КамАЗ-14	Число передач	10		
	Передаточные числа КП:	I - 7,82		
		II - 6,38		
		III - 4,03		
		IV - 3,29		
		V - 2,5		
		VI - 2,04		
		VII - 1,53		
		VIII - 1,25		
		IX - 1,0		
X - 0,815				
Электромагнитный порошковый нагрузочный тормоз ПТ-250М	Тормозной момент, Н·м	0-2500	Схема включения катушек тормоза – последовательная	
	Рассеиваемая мощность, кВт	50		
	Момент тормоза при номинальной рассеиваемой мощности, Н·м	650		
	Рабочее напряжение, В	48		
	Намагничивающий ток, А	8.7		
	Момент инерции ротора, кг·м <sup>2</sup>	1.6		
	Номинальная частота вращения, об/мин	750		
	Максимально допустимая частота вращения, об/мин	2000		
	Номинальная чувствительность динамометра, мм/Н·м	0,002		
	Масса, кг	423		

## Окончание таблицы А1

1	2	3	4
Свинцово-кислотная аккумуляторная батарея 6 СТ 190.	Номинальное напряжение, В Зарядный ток, А Максимальный разрядный ток, А Номинальная емкость, А·ч Масса, кг	12 19 500 190 52	Суммарное напряжение 24 В (2 шт.)
Педаль Global MT 70000 напольного исполнения	Номинальный срок службы, циклы Усилие срабатывания, Н: холостой ход кик –даун (kick-down) Максимальная нагрузка воздействия, Н Рабочий диапазон температур, °С Масса, кг Соответствие стандартам	10 млн.  28,9 37,8 1550 -40...+85 2,8 SAE J 1843	Фиксированное начальное и конечное положение площадки педали

Таблица А2. Основные характеристики измерительной и вспомогательной аппаратуры

Наименование	Метрологические характеристики и технические данные	
	Параметр	Величина
1	2	3
Датчик давления потенциометрический ДТМ-6П	Рабочий диапазон изменений давлений, МПа	0...0,6
	Допустимая погрешность при нормальных условиях, %	± 2
	Рабочий диапазон температур, °С	-60...150
	Напряжение питания, В	6±0,5
	Сопротивление потенциометра, Ом	3500
	Допустимые вибрации:	
	амплитуда, мм	1
частота, Гц	250	
вибрационное ускорение, м/с <sup>2</sup>	10g	
Масса, кг	0,38	
Датчик угловых перемещений потенциометрический, теплостойкий МУ-615-А	Углы перемещения движка потенциометра, град:	
	рабочий	±30±2
	полный	±60±2
	Погрешность измерения углов в норм. условиях, %	±2
	Нелинейность тарировочной характеристики, %	±1,5
	Рабочий диапазон температур, °С	-60...150
	Напряжение питания, В	6±0,5
	Сопротивление потенциометра, Ом	700±200
	Допустимые вибрации:	
	амплитуда, мм	1
частота, Гц	300	
вибрационное ускорение, м/с <sup>2</sup>	5g	
Масса, кг	0,16	
Клапан пневматический электромагнитный пропорциональный ВЕР 3121-1	Максимальное рабочее давление, МПа	1,0
	Диапазон регулирования давления, МПа	0,05...0,65
	Рабочий диапазон температур, °С	0...50
	Время срабатывания, мс	≤30
	Гистерезис, % от полного диапазона	3
	Воспроизводимость, % от полного диапазона	3
	Чувствительность, % от полного диапазона	3
	Линейность, % от полного диапазона	0,5
	Масса, кг	0,9
	Усилитель мощности	VEA25
	Максимальный ток, А	1
	Защита катушки	Класс Н
Максимальная температура катушки, °С	140	

Продолжение таблицы А2

1	2	3
Датчик частоты вращения 1GQ8001	Номинальное напряжение питания, В Максимальная частота выходных импульсов, Гц Рабочий температурный диапазон, °С Воздушный зазор, мм Резьба	4,5...26,5 25000 -40...+150 0,1...2,0 M22x1,5
Разъем E10954, 5-штекерный	Рабочее напряжение, В Нагрузка по току, А Рабочий диапазон температур, °С Защита Материал корпуса и кабеля Диаметр, м /длина, м /кол-во и сечение проводов, мм <sup>2</sup>	30AC/36DC 4 -25...+100 IP 68 PVC 5,6 / 5 / 0,25
Клапан электромагнитный двухпозиционный VO 307-5DO	Рабочий диапазон давлений, мПа Рабочий диапазон температур, °С Время срабатывания, мс Макс. частота срабатывания, Гц Электрический подвод Напряжение питания, В Допуск по напряжению, % Потребляемая мощность, Вт Степень защиты Номинальный расход воздуха, норм. л/мин Масса, кг	0...0,9 0...+50 < 20 10 DIN-разъем 24 DC -15...+10 4,8 IP65 196 0,19
Бесконтактный программируемый электронный сенсор VSENSE педали Global MT 7000	Номинальный срок службы, циклы Напряжение питания, В Макс. ток питания на каждый выход, мА Макс. постоянное напряжение на электронном переключателе, В Макс. постоянный ток на электронном переключателе, мА Программируемый диапазон выхода, % от Uв минимум максимум Рабочий диапазон температур, °С Электромагнитная совместимость (EMC), В/м Электростатические разряды(ESD), кВ Степень защиты Стойкость к химическому воздействию Конфигурация выходного сигнала сенсора:	30 млн. 5 ± 0,5 10 50 20 > 7 < 90 -40 ... +85 150 ± 15 IP67 SAE j1455 - Analog - IVS - PWM 6-PIN –AMP”
	Штекерный соединительный разъем	

Продолжение таблицы А2

1	2	3
Датчик температуры охлаждающей жидкости ТМ100	Чувствительный элемент Напряжение питания, В Диапазон измерения температур, °С Масса, кг	терморезистор 24 40..120 0,05
Датчик перегрева двигателя ТМ111	Чувствительный элемент Напряжение питания, В Температура замыкания контактов, °С Масса, кг	Термобиметаллическая пластина 24 102..109 0,066
Стабилизатор напряжения L7805ABV	Корпус Номинальный выходной ток, А Максимальное входное напряжение, В Выходное напряжение, В Рабочий диапазон температур, °С Дрейф выходного напряжения, мВ/°С	ТО220 1 35 5±0,1 -40...+125 1,1
Датчик давления масла ММ-370	Напряжение питания, В Диапазон измерения давления, МПа Масса, кг	12-24 0...1 0,05
Цилиндр пневматический силовой С85N20-40S	Максимальное рабочее давление, МПа Минимальное рабочее давление, МПа Испытательное давление, МПа Диаметр поршня, мм Диаметр поршневого штока, мм Максимальный ход штока, мм Присоединительная резьба цилиндра Рабочий диапазон температур, °С Скорость хода поршня, мм/с Демпфирование  Исходное положение  Масса, кг	1,0 0,05 1,5 20 8 40 G1/8 -20...+80 50...1500 регулируемое воздушное втянут без давления 0,24

Окончание таблицы А2

1	2	3
Датчик давления БД ПД-Р	Диапазон измерения, МПа Выходные сигналы, мА Напряжение, В Максимальная перегрузка от диапазона измерения, % Основная погрешность от диапазона измерения, % Рабочий диапазон температур, °С Максимальное сопротивление нагрузки с токовым выходом, Ом 2-х проводное 3-х проводное Чувствительный элемент	0 ...1 4 ... 20 10 ... 30 150 0,5 -40 ... 150  (UB-UBmin)0.02 500 кремниевый тензорезистивный
Транзистор VISHAY IRF540	Напряжение коллектор-эмиттер, В Ток коллектора, А Напряжение база-эмиттер, В Время включения, нс Время выключения, нс	100 28 2 ... 4 11 53
Диод Шоттки 60CPQ150PbF	Максимальное обратное напряжение, В Импульсный единичный обратный ток, А Импульсный повторяющийся обратный ток, А Максимальное обратное падение тока, мкА	150 2300 510 200
Тензорезистор КФ5П2	Номинальная база, мм Ширина чувствительного элемента, мм Номинальное электр. сопротивление Ом Габаритные размеры, не более: длина без выводов L, мм ширина, мм Интервал рабочих температур, °С Пред. относ. отклонение. электрического сопротивления от номинального, не более, % Максимальный ток питания, мА Среднее значение чувствительности при н.у. Диапазон измеряемых деформаций Масса не более, кг	5 3,96 400  13,5 10,0 -70 ... +2000  ± 1 30 2,0...2,3 -3000 ... +3000 0,0003
Вентилятор BOSCH 0130303204	Номинальное напряжение, Уном, В Рабочий ток, Ином, А Пусковой ток, Iпуск, А	12 24 35
Диод Шоттки MBRF20100СТ	Максимальное обратное напряжение, В Импульсный единичный обратный ток, А Импульсный повторяющийся прямой ток, А	100 150 20

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Результаты многокритериальной параметрической оптимизации алгоритма переключения передач с центральной синхронизацией

КРИТЕРИАЛЬНЫЕ ОГРАНИЧЕНИЯ:

$$N_{\max} = 2.5 \text{ Вт/см}^2 \quad V_{\max} = 40.0 \text{ м/с}^3 \quad T_{\max} = 1.5 \text{ с}$$
$$L_{\max} = 0.5 \text{ Дж/см}^2 \quad K_{d\max} = 1.3$$

ЗНАЧЕНИЯ ВЕСОВЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ:

$$A_1 = 0.25 \quad A_2 = 0.25 \quad A_3 = 0.25 \quad A_4 = 0.15 \quad A_5 = 0.1$$

РАЗМЕРНОСТЬ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

$$N_{\text{par}} = 6$$

НАЧАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ:

$$X_1 = 8.0 \quad X_2 = 20.0 \quad X_3 = 7.5$$
$$X_4 = 15.0 \quad X_5 = 20.0 \quad X_6 = 20.0$$

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ОГРАНИЧЕНИЯ:

MIN	$X_1 = 3.75$	$X_2 = 5.0$	$X_3 = 3.0$
	$X_4 = 8.0$	$X_5 = 15.0$	$X_6 = 15.0$
MAX	$X_1 = 25.0$	$X_2 = 30.0$	$X_3 = 15.0$
	$X_4 = 20.0$	$X_5 = 25.0$	$X_6 = 25.0$

КОНСТ. КОНЦА ОПТИМИЗ. ПО ЧИСЛУ НЕУДАЧНЫХ ШАГОВ:

$$ST_{\max} = 150$$

КОНСТАНТА КОНЦА ОПТИМИЗАЦИИ ПО ДРОБЛЕНИЮ ШАГА:

$$\text{Epsilon} = 0.05$$

НАЧАЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ШАГ:  $\text{Gamma}_0 = 0.50$

КОНСТАНТА, ОПРЕД. СТЕПЕНЬ УМЕНЬШ. РАБОЧЕГО ШАГА:

$$\text{ALFA} = 0.75$$

ПРОБНЫЙ ШАГ ВЫЧИСЛЕНИЯ ВЕКТОРА ГРАДИЕНТА:

$$ST_{\text{pr}} = 0.50$$

### ДИНАМИКА ОПТИМИЗАЦИИ

НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ИНТЕГРАЛЬНОГО КРИТЕРИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ:

$$\text{INKREF} = 0.8136$$

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА

РАБОЧИЙ ШАГ

$$\text{GRD}[1] = -0.0852$$

$$\text{GM} = 0.500$$

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

$$X[1] = 8.50 \quad X[2] = 20.00 \quad X[3] = 7.50$$

$$X[4] = 15.00 \quad X[5] = 20.00 \quad X[6] = 20.00$$

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

$$\text{INKREF} = 0.7489$$

$$\text{Stbad} = 0$$

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

$$X[1] = 9.00 \quad X[2] = 20.00 \quad X[3] = 7.50$$

$$X[4] = 15.00 \quad X[5] = 20.00 \quad X[6] = 20.00$$

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ





ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=29.50 X[3]=7.50  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6891 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=7.50  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6884 Stbad=0

ПЕРЕХОД ПО ДОСТИЖЕНИЮ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[3]=0.0767 GM=0.500

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=7.00  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6879 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.50  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6860 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.00  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6856 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6850 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.00  
X[4]=15.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6874 Stbad=1

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[4]=-0.0154 GM=0.500

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=15.50 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6844 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=16.00 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6841 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=16.50 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6832 Stbad=0

.....  
.....

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=17.50 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6821 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6819 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=20.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6834 Stbad=1

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[5]= -0.0119 GM=0.500

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=20.50 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6815 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=21.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6811 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=21.50 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6807 Stbad=0

.....  
.....

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=24.50 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6787 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=20.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6782 Stbad=0

ПЕРЕХОД ПО ДОСТИЖЕНИЮ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[6]=0.0321 GM=0.500

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=19.50

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6780 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=19.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6774 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=18.50

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6771 Stbad=0

.....  
.....

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6761 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6766 Stbad=1

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[1]=0.0852 GM=0.297

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6812

Stbad=2

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА

РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[2]= 0.0936

GM=0.297

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.50

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6788

Stbad=3

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА

РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[3]= -0.0707

GM=0.297

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=5.80

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6758

Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.10

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6753

Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.10

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6758

Stbad=1

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА

РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[4]= 0.0154

GM=0.297

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.10

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6775

Stbad=2

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА

РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[5]= 0.0119

GM=0.297

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.10

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6791

Stbad=3

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА

РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[6]= -0.0321

GM=0.297

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=10.50 X[2]=30.00 X[3]=6.10

X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ



ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6723 Stbad=1

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[4]=-0.0154 GM=0.219

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6718 Stbad=2

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[5]=-0.0119 GM=0.219

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=17.00

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6704 Stbad=3

ПЕРЕХОД ПО ДОСТИЖЕНИЮ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[6]=0.0321 GM=0.219

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=16.78

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6703 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=16.56

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6701 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=16.34

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6700 Stbad=0

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМИЗИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

X[1]=17.76 X[2]=30.00 X[3]=5.88  
X[4]=18.50 X[5]=25.00 X[6]=16.34

КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

INKREF =0.6705 Stbad=1

ВЕКТОР ГРАДИЕНТА РАБОЧИЙ ШАГ

GRD[1]=0.0852 GM=0.177

.....  
.....

ЭЛЕМЕНТЫ ВЕКТОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

$X[1]=19.61$     $X[2]=30.00$     $X[3]= 6.04$

$X[4]=18.52$     $X[5]=25.00$     $X[6]=16.30$

ЗНАЧЕНИЯ ИНТЕГРАЛЬНОГО КРИТЕРИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ  
ОПТИМАЛЬНЫХ УПРАВЛЯЕМЫХ ПАРАМЕТРАХ

$INKREF=0.6597$

ЧИСЛО СЛЕДУЮЩИХ ПОДРЯД НЕУДАЧНЫХ ШАГОВ

$STbad = 64$

ВЕЛИЧ. РАБОЧ. ШАГА НА ПОСЛЕДН. ИТЕРАЦИИ

$GM= 0.025$

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Технические данные CAN-модулей

Таблица В1. Основные технические данные CAN-модулей

Наименование показателей	Модель и серия		
	CR2500	CR2511	CR2012
1	2	3	4
Размеры (ДхШхВ), мм	132 x 43 x 153	132 x 43 x 153	163 x 63 x 26.7
Масса, кг	0,95		-
Класс защиты	IP 67	IP 67	IP 00 to EN60529
Разъем I/O	55-pin	55-pin	-
Питание/CAN-шина			2 x 18-pin 1 x 6-pin
Кол-во входов	8	-	12/16
Конфигурация входов	<p>4 цифровых (%IX0.0/0.8/1.0/1.8): Сигналы типа вкл./выкл. [Low Side - <math>\leq 0,4 U_B</math>, High Side- <math>\geq 0,7 U_B</math>], сопротивление 2,86 кОм частота опроса -50 Гц. Сигналы NAMUR: сопротивление 2,86 кОм частота опроса -50 Гц. Частотные сигналы: 100Гц..50кГц сопротивление 2,86 кОм</p> <p>4 аналоговых (%IW6...IW9): По напряжению: 0..10/32 В DC, разрешение 10 бит, сопротивление 50 кОм, частота опроса 50 Гц. По току: 0/4..20 мА разрешение 10 бит, сопротивление 400 Ом, частота опроса 50 Гц</p>	-	<p>8/12 цифровых (бинарных) Сигналы типа вкл./выкл. концевых выключателей или нажимных кнопок [Low Side - <math>\leq 2,5 V</math>, High Side- <math>\geq 8 V</math>], сопротивление - 50 кОм частота переключения - 50 Гц.</p> <p>4 аналоговых: Сигналы потенциметрических преобразователей По напряжению: 0 ... 10 В DC, разрешение 8 бит, сопротивление - 50 кОм</p>
Кол-во выходов	4	8	4/0



Продолжение таблицы В1

1	2	3	4
Конфигурация выходов	%QX0.0/0.8/1.0/1.8: Цифровые сигналы для клапанов [High Side]): напряжение 10...30 В DC. Сигналы ШИМ: частота 250 Гц, max импульсы 0..99%. Токовые сигналы: ток управления (0.1 ... 4 А) разрешение 5 мА Ток выходного сигнала max 4 А (max 16 А общий ток со всех выходов)	Цифровые сигналы для клапанов [High Side]): напряжение – 10 ...30 В DC Сигналы ШИМ: частота 250 Гц, max импульсы – 0 ... 1000 %. разрешение 1 %, диапазон – 1000 ... +1000% Токовые сигналы: ток управления 0.1..2 А, разрешение 2 мА	Цифровые сигналы для клапанов [High Side]): ток выходного сигнала max 500 мА
Напряжение питания $U_B$ , В	10...30 DC	10...30 DC SELV	
Перегрузка по напряжению, В Напряжение сброса, В Напряжение автосохранения, В	36 ( $t \leq 10$ с) $\leq 9.5$ $\leq 9.0$	36 ( $t \leq 10$ с) - -	
Потребляемый ток, мА	$\leq 160$ (без внешней нагрузки)	$\leq 100$ (без внешней нагрузки)	$\leq 100$ (без нагрузки внешнего плавкого предохранителя max 8А)
Рабочий диапазон температур, °С	-40...+85	-40...+85	-25...+85
CAN интерфейс 1 Скорость передачи данных, Кбит/с Протоколы обмена	CAN interface 2.0В, стандарт ISO 11898  10 ... 1000 (125 по умолчанию)  CANopen, CiADS 301 версии 3.0, CiADS 401 версии 1.4		

## Окончание таблицы В1

1	2	3	4
CAN интерфейс 2 Скорость передачи данных, Кбит/с Протокол обмена	2.0 А/В, ISO 11898,  10...500 (125 по умолчанию) SAE J1939	-	-
Последовательный интерфейс Скорость пере- дачи данных, Кбит/с Топология Протокол	RS 232C  9.6; 19.2; 28.8 мастер/подчиненный INTELHEX (ifm electronics)	-	-
Формат представления данных (по умолчанию)	hex 20 (=32)	hex 20 (=32)-	hex 20 (=32)-
Процессор	CMOS C167C, 16-ти битовый, так- товая частота 20 МГц	-	-
Программная память, Кбайт	192 flash	-	-
Память для об- работки данных, Кбайт	664 SRAM (ОЗУ), 32 flash, 3 EEPROM (ЭСППЗУ), 0.256 (автосохранение)	-	-

Таблица В2. Распределение датчиков, конечных выключателей и электромагнитных клапанов ИМ по электронным блокам

Вх/вых	Адрес	Описание подключаемого датчика или электромагнитного клапана
1	2	3
<b>Smart Controller CR2500 (ID #01)</b>		
DigIn	%IX0.0	Датчик частоты вращения коленвала ДВС, (частотный вход FQ In0)
	%IW3	Датчик давления масла
	%IX1.0	Датчик аварийного перегрева левого блока цилиндров
	%IX1.8	Датчик включения моторного тормоза (концевик)
AnaIn	%IW6	Датчик угловых перемещений рычага ТНВД, потенциометрический
	%IW7	Датчик температуры охлаждающей жидкости
	%IW8	Электронная педаль (потенциометр положения, channel 0)
	%IW9	Электронная педаль (потенциометр положения, channel 1)
Output	%QX0.0	Пропорциональный ЭМК ДВС
	%QX0.8	ЭМК двухпозиционный включения моторного тормоза
	%QX1.0	Свободно
	%QX1.8	Свободно
<b>Smart Controller CR2500 (ID #02)</b>		
DigIn	%IX0.0	Датчик частоты вращения выходного вала КП, (частотный вход FQ In0)
	%IX0.8	Датчик частоты вращения промежуточного вала КП, (частотный вход FQ In1)
	%IX1.0	Датчик давления в контуре тормозной системы (концевик)
	%IX1.8	Свободно
AnaIn	%IW6	Датчик угловых перемещений рычага сцепления, потенциометрический
	%IW7	Датчик давления в контуре тормозной системы
	%IW8	Датчик угловых перемещений штока КП, потенциометрический
	%IW9	Датчик давления в рабочей полости цилиндра включения передачи
Output	%QX0.0	Лампа световой индикации
	%QX0.8	Пропорциональный ЭМК сцепления
	%QX1.0	Зуммер
	%QX1.8	Свободно

Окончание таблицы В2

1	2	3	
<b>Smart Controller CR2500 (ID #03)</b>			
DigIn	%IX0.0	Свободно	
	%IX0.8	Свободно	
	%IX1.0	Свободно	
	%IX1.8	Свободно	
AnaIn	%IW6	Операц. усилитель тензодатчиков деформации скобы ПЭТ	
	%IW7	Датчик температуры охлаждающей жидкости	
	%IW8	Свободно	
	%IW9	Свободно	
Output	%QX0.0	Транзисторный ключ управления порошковым тормозом	
	%QX0.8	Транзисторный ключ вентилятора №1 системы охлаждения ПЭТ	
	%QX1.0	Транзисторный ключ вентилятора №2 системы охлаждения ПЭТ	
	%QX1.8	Свободно	
<b>Output Module CR2511 ( slave ID #04)</b>			
Output	Out1	ЭМК двухпозиционный делителя высшей ступени	
	Out2	ЭМК двухпозиционный делителя прямой ступени	
	Out3	ЭМК двухпозиционный выбора левого штока КП	
	Out4	ЭМК двухпозиционный выбора 3X, III, V передач КП	
	Out5	ЭМК двухпозиционный выбора правого штока КП	
	Out6	ЭМК двухпозиционный выбора I, II, IV передач КП	
	Out7	Свободно	
	Out8	Свободно	
<b>Input/Output Module CR2012 (slave ID #05)</b>			
Plug X1	channel 1	BinIn1	Селектор режимов (Parking)
	channel 2	BinIn2	Селектор режимов (Rear)
	channel 3	BinIn3	Селектор режимов (Neutral)
	channel 4	BinIn4	Селектор режимов (Drive)
	channel 5	BinIn4	Селектор режимов ( $\pm$ M/S)
	channel 6	BinIn6	Селектор режимов ( $\_+$ )
	channel 7	BinIn7	Селектор режимов ( $\_-$ )
	channel 8	BinIn8	свободно
Plug X2	channel 9	BinIn9	Концевой выключатель КП (выбор штока)
	channel 10	BinIn10	Концевой выключатель КП (выбор штока)
	channel 11	BinIn11	Концевой выключатель КП (выбор передачи)
	channel 12	BinIn12	Концевой выключатель КП (выбор передачи)
	channel 13	AnaIn3	Датчик угловых перемещений вилки делителя
	channel 14	AnaIn4	свободно
	channel 15	BinIn15	Концевой выключатель КП (задний ход)
	channel 16	BinIn16	свободно

Таблица В3. Технические данные адаптера IXXAT USB-to-CAN II Automation

ПК интерфейс	Последовательный порт USB, версия 2.0
Микроконтроллер	Infenion 161u
CAN контроллер	SJA 1000; CAN 2.0 A/B
CAN / LIN интерфейс	2 x RJ45 разъема, соединительный кабель с разъемами RJ45- DB9 2 x ISO 11898-2, 1 x LIN «мастер» / «подчиненный» (переключаемый)
LIN протокол	Версии V 1.3 и V 2.0
Напряжение питания, В	5 (через USB)
Максимальный ток, мА	400
Рабочий диапазон температур, °С	-20...+80
Размеры (ДхШхВ), мм	98 x 55 x 20

Таблица В4. Технические характеристики ЖКИ монитора ifm CR0451

Наименование параметра	Значение (описание)
Напряжение питания, В	8-32
Диагональ дисплея, —	2,8
Разрешение, пиксель	320x240
Количество цветов	256
Рабочие элементы	- 5 свободно программируемых функциональных клавиш с подсветкой; - 1 клавишный курсор.
Интерфейс	CAN
Масса, кг	0,164