

**Министерство науки и образования Российской Федерации**  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
(ВлГУ)**

Институт машиностроения и автомобильного транспорта (ИМиАТ)

Кафедра автомобильного транспорта (АТ)

Составитель  
к.т.н., доцент кафедры АТ  
Смирнов Дмитрий Николаевич

Конспект лекций

по дисциплине  
«Гидравлические и пневматические системы автомобилей»

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению  
23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Владимир 2021

## Тема 1: Введение, задачи и содержание курса

**Целью дисциплины** «Гидравлические и пневматические системы автомобилей» являются: изучение студентами основных понятий о гидравлических и пневматических системах автомобильного транспорта, их назначение, методах проектирования и расчета гидравлических и пневматических приводов исполнительных механизмов автомобильного транспорта.

**Задачами изучения дисциплины** являются: изучение студентами терминологии и устройства гидравлических и пневматических приводов автомобилей; изучение компоновочных схем и методик диагностирования данных систем; овладение навыками анализа и конструирования гидравлических и пневматических приводов, научить студента свободно ориентироваться в номенклатуре гидравлического и пневматического оборудования, применяемого в гидравлических и пневматических системах автомобильного транспорта.

В процессе освоения дисциплины обучающийся формирует и демонстрирует следующие профессиональные компетенции:

- умение изучать и анализировать необходимую информацию, технические данные, показатели и результаты работы по совершенствованию технологических процессов эксплуатации, ремонта и сервисного обслуживания транспортных и транспортно-технологических машин различного назначения, их агрегатов, систем и элементов, проводить необходимые расчеты, используя современные технические средства;

- готовность к участию в составе коллектива исполнителей в организации и выполнении транспортно-технологических процессов;

- готовность к участию в составе коллектива исполнителей к деятельности по организации управления качеством эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов;

- способность к работе в составе коллектива исполнителей в области реализации управленческих решений по организации производства и труда, организации работы по повышению научно-технических знаний работников;

- способность оценить риск и определить меры по обеспечению безопасной и эффективной эксплуатации транспортных, транспортно-технологических машин, их агрегатов и технологического оборудования;

- способность составлять графики работ, заказы, заявки, инструкции, пояснительные записки, технологические карты, схемы и другую техническую документацию, а также установленную отчетность по утвержденным формам, следить за соблюдением установленных требований, действующих норм, правил и стандартов;

- владение знаниями основ физиологии труда и безопасности жизнедеятельности, умениями грамотно действовать в аварийных и чрезвычайных ситуациях, являющихся следствием эксплуатации транспортных и транспортно-технологических машин;

- владение знаниями методов монтажа транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования, используемого в отрасли;

- способность использовать данные оценки технического состояния транспортной техники с использованием диагностической аппаратуры и по косвенным признакам.

Для успешного усвоения материала курса «Гидравлические и пневматические системы автомобилей» студентам необходимо предварительно изучить следующие дисциплины: начертательная геометрия и инженерная графика; высшая математика; теоретическая механика; физика; сопротивление материалов; технология конструкционных материалов; гидравлика и гидроприводы; детали машин и основы конструирования; теория машин и механизмов; устройство автомобиля.

Знания, полученные при изучении дисциплины необходимы для изучения последующих дисциплин профессиональной подготовки, таких как «Техническое обслуживание ходовой части и систем, «Конструкция и эксплуатационные свойства

автомобилей», «Основы работоспособности технических систем», «Диагностика технического состояния легковых автомобилей», «Диагностирование технического состояния грузовых автомобилей».

В учебном плане предусмотрены виды учебной работы: теоретические лекции, лабораторные занятия, ориентированные на получение знаний и практических навыков в части конструкции, анализа и диагностирования гидравлических и пневматических приводов автомобилей, а также самостоятельная работа студентов, направленная на закрепление знаний о конструировании гидравлических и пневматических приводов.

Изучение дисциплины базируется на анализе конструкций гидравлических и пневматических приводов современных отечественных и зарубежных автомобилей, а также на примерах новых средств диагностирования и испытаний подобных систем.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен демонстрировать следующие результаты образования:

**знать:** рабочие процессы, принципы и особенности работы гидравлических и пневматических систем автотранспортных средств;

**уметь:** определять характеристики основных пневматических и гидравлических аппаратов и систем в целом

**владеть:** навыками анализа для освоения новых конструкций пневмо- и гидросистем.

Изучение дисциплины «Гидравлические и пневматические системы автомобилей» предполагает формирование знаний о гидравлических и пневматических системах автомобильного транспорта, их назначении, методах проектирования и расчета гидравлических и пневматических приводов автомобилей. Для реализации указанных качеств в учебный процесс интегрированы интерактивные образовательные технологии, включая информационные и коммуникационные технологии (ИКТ), при осуществлении различных видов учебной работы:

- учебную дискуссию;
- электронные средства обучения (слайд-лекции, компьютерные тесты);
- групповые формы выполнения лабораторных работ.

Тематика лабораторных занятий направлена на практическое изучение устройства и рабочих процессов гидро- и пневмоприводов автомобилей, развитие способностей к их анализу, а также на обучение навыкам диагностирования подобных систем.

Перечень лабораторных работ:

1. Исследование гидропривода подъема платформы грузового автомобиля;
2. Определение характеристик гидравлического привода сцепления;
3. Исследование рабочих процессов пневмоаппаратов тормозного привода
4. Углубленное диагностирование пневматического привода тормозных систем;
5. Диагностирование гидро- и пневмоприводов с электронным управлением.

Текущий контроль знаний (рейтинг-контроль) осуществляется в виде тестирования и ответов на вопросы.

Самостоятельная работа студентов (СРС) заключается в выполнении разнообразных учебных заданий с целью усвоения различных знаний, приобретения умений и навыков самостоятельной деятельности и выработки системы поведения. СРС выполняется под руководством преподавателя с последующим контролем. Выполнение СРС подкрепляется использованием дополнительной литературы и ресурсов Интернет.

## РЕКОМЕНДУЕМЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

### Основная литература

1. ГОСТ 2.704\_2000. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем, 2000 – 18 с.
2. ГОСТ 2.781-96. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. 2003 – 18 с.

3. ГОСТ 41.13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения, 2007 – 170 с.
4. ГОСТ Р 41.13-Н. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения, 2009 – 39 с.
5. ГОСТ 4364-81 Приводы пневматических тормозных систем АТС. Технические требования. - М: Изд-во стандартов, 2003. -12 с.
6. ГОСТ Р 51709 – 2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. Издание официальное. – М.: «Госстандарт России», 2003 г. – 26 с.
7. ГОСТ Р 52848-2007 Автомобильные транспортные средства. Аппараты пневматического тормозного привода. Общие технические требования. Издание официальное. – М.: «Госстандарт России», 2009 г. – 7 с.
8. ГОСТ Р 52849-2007 Автомобильные транспортные средства. Камеры тормозные пневматических приводов. Технические требования и методы испытаний Издание официальное. – М.: «Госстандарт России», 2009 – 19 с.
9. Лозовецкий В. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: Учебное пособие. - СПб.: Лань, 2012. – 560 с. ISBN 978-5-8114-1280-8
10. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации: Учебное пособие. – М.: ФОРУМ, 2007. – 240 с. ISBN 5-8199-0143-6
11. Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. Учебное пособие / А,С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. - М.: ФОРУМ, 2007 - 304 с. - ISBN 978-5-91134-128-2

#### **Дополнительная литература**

1. Системы и компоненты транспортных средств (ru). Второе издание (2005 г.). WABCO Vehicle Control Systems An American Standard Company. Web: <http://inform.wabco-auto.com/intl/scripts/download.php?from=/intl/ru/informpm.php&lang=&keywords=%F1%E8%F1%F2%E5%EC%FB+%E8+%EA%EE%EC%EF%EE%ED%E5%ED%F2%FB&file=../intl/pdf/815/00/03/8150800033t1.pdf>
2. Шейпак, А. А. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч.1. Основы механики жидкости и газа : учебное пособие / А. А. Шейпак, Моск. гос. индустр. ун-т (МГИУ). – М. : Изд-во МГИУ, 2005 . – 192 с. - ISBN 5-276-00632-6
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмоприводы: учебное пособие / А. А. Шейпак, Моск. гос. индустр. ун-т (МГИУ). – М. : Изд-во МГИУ, 2008. – 352 с. - ISBN 978-5-2760-1601-6

### **Правила оформления схем приводов**

#### *Основные определения в оформлении схем приводов*

- **Линия взаимосвязи:** Отрезок линии, указывающей на наличие связи между функциональными частями изделия
- **Обозначение элемента (позиционное обозначение):** обязательное обозначение, присваиваемое каждой части объекта и содержащее информацию о виде части объекта, ее номер и, при необходимости, указание о функции данной части в объекте
- **Устройство:** Совокупность элементов, представляющая единую конструкцию
- **Функциональная группа:** Совокупность элементов, выполняющих в изделии определенную функцию и не объединенных в единую конструкцию
- **Функциональная цепь:** Совокупность элементов, функциональных групп и устройств (или совокупность функциональных частей) с линиями взаимосвязей, образующих канал или тракт определенного назначения

- **Элемент схемы:** Составная часть схемы, которая выполняет определенную функцию в изделии (установке) и не может быть разделена на части, имеющие самостоятельное назначение и собственные условные обозначения
- **Схема гидравлическая** – документ, содержащий в виде условных изображений или обозначений составных частей изделия, использующих жидкость, и их взаимосвязи.
- **Схема пневматическая** – документ, содержащий в виде условных изображений составные части изделия, использующие воздух, и их взаимосвязи

#### ***Виды схем приводов***

Гидравлические и пневматические схемы в зависимости от их основного назначения, как правило, разделяют на типы:

- структурные,
- принципиальные,
- соединения.

На структурной схеме изображают все основные функциональные части изделия (элементы, устройства и функциональные группы) и основные взаимосвязи между ними

На принципиальной схеме изображают все гидравлические и пневматические элементы или устройства, необходимые для осуществления и контроля в изделии заданных гидравлических (пневматических) процессов, и все гидравлические (пневматические) связи между ними

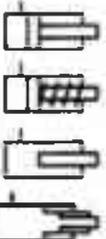
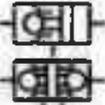
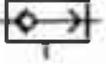
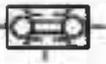
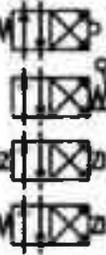
На схеме соединений изображают все гидравлические и пневматические элементы и устройства, входящие в состав изделия, а также трубопроводы и элементы соединений трубопроводов

#### ***Принципы построения гидро- пневмосхем***

1. Обозначения отражают назначение (действие), способ работы устройств и наружные соединения
2. Обозначения не показывают фактическую конструкцию устройства
3. Если обозначение не является частью схемы, то оно должно изображать изделие в нормальном или нейтральном положении
4. Обозначения показывают наличие отверстий в устройстве, но не отражают действительное месторасположение этих отверстий
5. Применяемые в обозначениях буквы представляют собой только буквенные обозначения и не дают представления о параметрах или значениях параметров

## Условные обозначения элементов гидравлических и пневматических систем

№ п/п	Наименование	Обозначение	№ п/п	Наименование	Обозначение	№ п/п	Наименование	Обозначение	
1	Бак:		7	Линии связи:		14	Муфта быстроразъемная:		
	под атмосферным давлением			всасывания, напора, слива			без обратных клапанов		
	с внутренним давлением выше атмосферного			управления			с обратными клапанами		
с внутренним давлением ниже атмосферного		дренажные (отвод утечек)		15	Регулирующий орган:	15	нормально закрытый		
2	Аккумулятор гидравлический или пневматический:		8		Соединение линий связи				нормально открытый
	гидравлический		9		Перекрещивание линий связи (несоединяемые линии)			16	Клапан предохранительный
	грузовой гидравлический		10	Подвод жидкости под давлением (без указания источника питания)		Золотник напорный			
	пружинный гидравлический		11	Слив жидкости из системы		Клапан редукционный			
пневмогидравлический	12	Дроссель (местное сопротивление в линии)		17	Клапан обратный				
3	Фильтр для жидкости или воздуха		13		Соединение трубопроводов:	19	Клапан обратный		
4	Охладитель жидкости или воздуха				шарнирное одволинейное			20	Делитель потока
5	Нагреватель жидкости или воздуха			шарнирное трехлинейное			Сумматор потока		
6	Охладитель и нагреватель					21			

№ п/п	Наименование	Обозначение	№ п/п	Наименование	Обозначение	№ п/п	Наименование	Обозначение
22	Насос постоянной подачи: с постоянным направлением потока с реверсивным потоком		27	Насос-мотор нерегулируемый		35	Цилиндр одностороннего действия: без указания способа возврата штока с возвратом штока пружиной плунжерный телескопический	
			28	Насос-мотор регулируемый				
			29	Гидрозамок: односторонний двухсторонний				
23	Насос с регулируемой подачей: с постоянным направлением потока с реверсивным потоком	 	30	Вентиль запорный		36	Клапан с логической функцией «ИЛИ»	
			31	Цилиндр (общее обозначение)		37	Клапан с логической функцией «И»	
			32	Цилиндр двухстороннего действия: с односторонним штоком с двухсторонним штоком телескопический		38	Гаситель гидравлического удара	
24	Гидромотор нерегулируемый: с постоянным направлением потока с реверсивным потоком	 	33	Цилиндр с постоянным торможением в конце хода: с одной стороны с двух сторон		39	Распределитель 4/2 с управлением: от кулачка и пружинным возвратом от рукоятки с фиксатором от двух электромагнитов от электромагнита и пружинным возвратом	
25	Гидромотор регулируемый: с постоянным направлением потока с реверсивным потоком	 	34	Цилиндр с регулируемым торможением в конце хода: с одной стороны с двух сторон				
26	Гидромотор неоплотоворотный							

## Тема 2.1: Основные свойства жидкостей; силы, действующие на жидкость; классификация гидравлических приводов

*Гидроприводом* называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Принцип действия простейшего объемного гидропривода основан на практической несжимаемости капельной жидкости и передаче давления по закону Паскаля.

Этот принцип можно наглядно проиллюстрировать схемой, представленной на рис. 1.

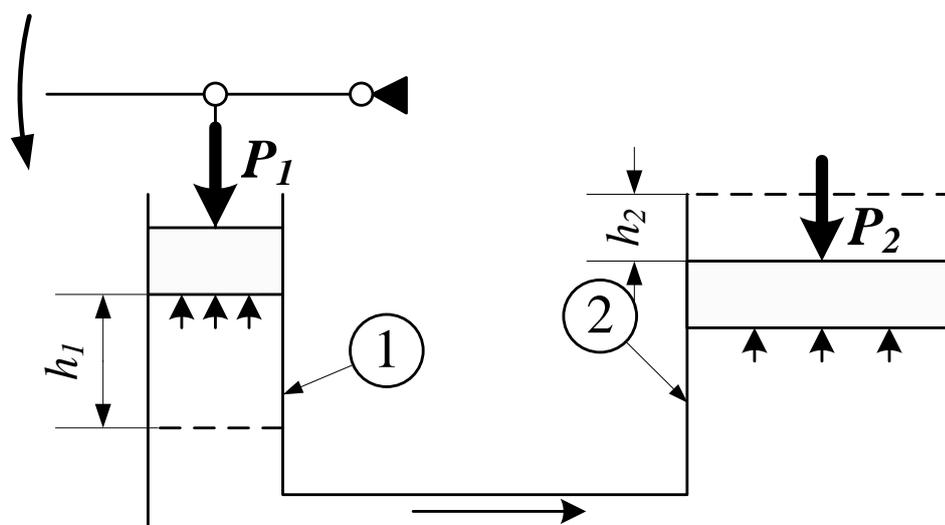


Рис. 1. Принципиальная схема простейшего гидропривода:

1 и 2 – цилиндры привода

Два цилиндра 1 и 2 заполнены жидкостью и соединены трубопроводом. Поршень цилиндра 1 под действием силы  $P_1$  перемещается вниз, вытесняя жидкость из цилиндра 1 в цилиндр 2. Если пренебречь потерями давления в системе, то по закону Паскаля давление в цилиндрах 1 и 2 будет одинаковым:

$$p = \frac{P_1}{S_1} = \frac{P_2}{S_2}, \quad (1.1)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади поршней цилиндров 1 и 2.

Учитывая то, что рабочая жидкость практически несжимаема, можно записать:

$$h_1 S_1 = h_2 S_2 \text{ или } v_1 S_1 = v_2 S_2, \quad (1.2)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – скорости перемещения соответственно первого и второго поршней.

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня в цилиндре 1, выражается соотношением

$$N = P_1 v_1 = p S_1 v_1. \quad (1.3)$$

Произведение  $S_1v_1$  является объемным расходом рабочей жидкости  $Q$ , поэтому условие передачи энергии можно представить в виде

$$P_1v_1 = pQ = P_2v_2, \quad (1.4)$$

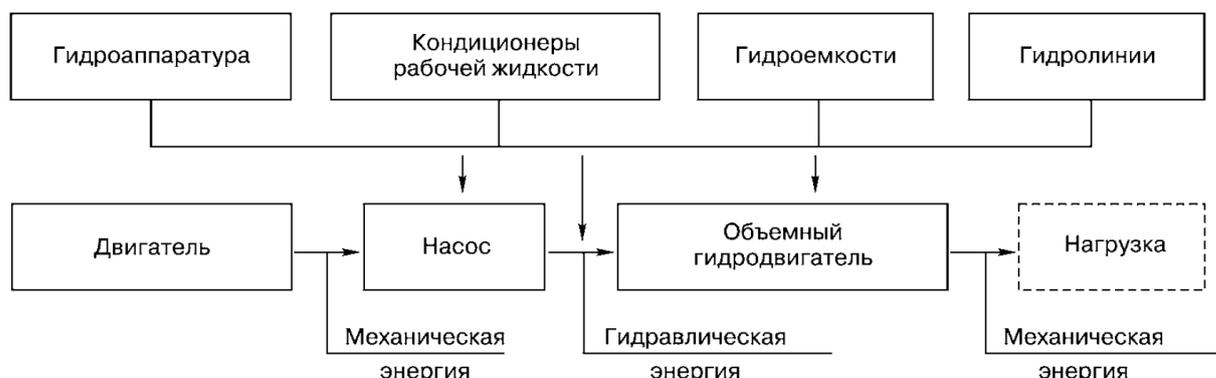
где  $pQ$  – мощность потока жидкости;  $P_2v_2$  – мощность, развиваемая поршнем цилиндра 2, т. е. работа выходного звена системы, отнесенная к единице времени без учета потерь (объемных, гидравлических и механических).

Для установившегося режима движения несжимаемой рабочей жидкости справедливо уравнение неразрывности:

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_i = \text{const} \quad \text{или} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}. \quad (1.5)$$

Из уравнения (1.5) следует, что средние скорости потока рабочей жидкости и соответственно скорости перемещения поршней обратно пропорциональны площадям поперечных сечений цилиндров.

Основным устройством, определяющим тип гидропривода, является его гидродвигатель, выходное звено которого непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом механизма или машиной (нагрузкой). Помимо объемного гидродвигателя, в состав гидропривода могут входить следующие устройства: насосы с приводящими двигателями, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии. Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции. На рис. 2 показана структурная схема объемного гидропривода.



**Рис. 2. Структурная схема объемного гидропривода**

Насосы (объемные или динамические) создают поток рабочей жидкости путем преобразования механической энергии приводящих двигателей в гидравлическую энергию.

Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели) преобразуют гидравлическую энергию рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев привода.

Гидроаппаратура (клапаны, дроссели, распределители) предназначена для изменения направления и параметров потока рабочей жидкости, а также для открытия или перекрытия отдельных гидролиний.

Кондиционеры рабочей жидкости служат для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости. К ним относятся фильтры, теплообменные аппараты (охладители или нагреватели) и воздухопускные устройства.

Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости от одного гидроустройства привода к другому или внутри устройства от одной полости к другой.

Все гидравлические устройства должны быть оснащены уплотнительными элементами, предназначенными для герметизации соединений. Отдельные устройства могут быть объединены в агрегаты, установки и блоки, например, насосный агрегат, насосная установка, рулевая машина, механизм управления и т. д.

В состав объемных гидроприводов могут входить электротехнические устройства (управляющие электродвигатели, электромагниты и т. п.), а также средства измерения и контроля.

Особо следует отметить роль рабочей жидкости в объемных гидроприводах. Рабочая жидкость в гидроприводе является рабочим телом, т. е. носителем энергии. С помощью рабочей жидкости гидравлическая энергия от источника энергии передается к объемным гидродвигателям. В связи с выполнением указанной функции рабочую жидкость рассматривают как один из основных элементов объемного гидропривода.

Единицей объемного расхода рабочей жидкости в системе измерений (СИ) является м<sup>3</sup>/с. При расчетах гидроприводов часто используется внесистемная единица объемного расхода – л/мин (1 л/мин = 1,67·10<sup>-5</sup> м<sup>3</sup>/с). Ряды номинальных расходов рабочей жидкости для гидроприводов приведены в ГОСТ 13825-80.

Объемный расход – величина, характерная для всех гидравлических устройств, кроме насосов, для которых используется термин «подача». Если давление выражено в Па, а расход – в м<sup>3</sup>/с, то для определения мощности в кВт используют формулу

$$N = \frac{Qp}{10^3}. \quad (1.6)$$

Если давление выражено в атм, а расход в л/мин, то для определения мощности в кВт справедлива формула

$$N = \frac{Qp}{612}. \quad (1.7)$$

Из выражений (1.4), (1.6) и (1.7) следует, что расчетная мощность гидропривода увеличивается при неизменном расходе пропорционально повышению давления рабочей жидкости. При увеличении давления в условиях обеспечения заданной мощности масса и габаритные размеры гидромашин уменьшаются. В настоящее время номинальные давления составляют 16...32 МПа или 160...320 атм, а во многих случаях и выше. Дальнейшее увеличение давления ограничивается конструктивными соображениями: прочностью, качеством изготовления, стоимостью, безопасностью.

Гидроприводы могут быть двух типов: *гидродинамические* и *объемные*. В гидродинамических приводах используется в основном кинетическая энергия потока жидкости. В объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости.

## **Тема 2.2: Объемный гидропривод и гидродинамический привод: общие сведения, рабочие процессы, компоновочные схемы**

Объемный гидропривод состоит из гидропередачи, устройств управления, вспомогательных устройств и гидролиний (рис. 3).

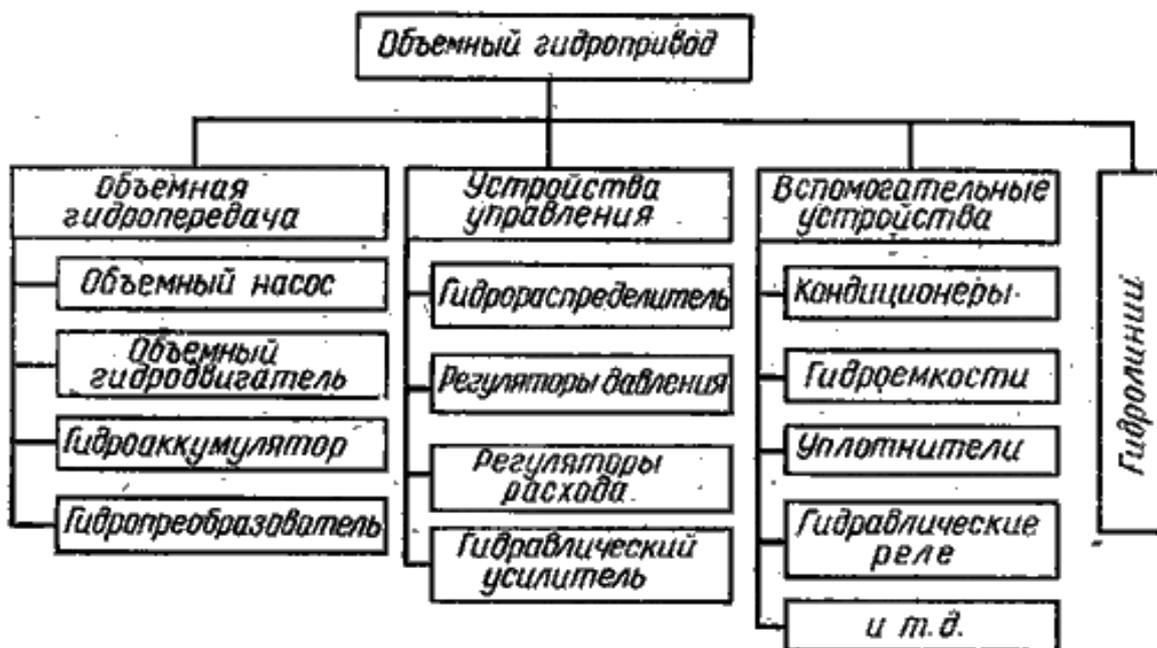


Рис. 3. Схема объемного гидропривода

**Объемная гидропередача**, являющаяся силовой частью гидропривода, состоит из *объемного насоса* (преобразователя механической энергии приводящего двигателя в энергию потока рабочей жидкости) и *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена).

В состав некоторых объемных гидропередач входит *гидроаккумулятор* (гидроемкости, предназначенные для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателя). Кроме того, в состав гидропередач могут входить также *гидропреобразователи* – объемные гидромашины для преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления  $P$  и расхода  $Q$  в энергию другого потока с другими значениями  $P$  и  $Q$ .

**Устройства управления** предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся:

- *гидрораспределители*, служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости, обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т.д.;
- *регуляторы давления* (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны), предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме;
- *регуляторы расхода* (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны), с помощью которых управляют потоком рабочей жидкости; *гидравлические усилители*, необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей или других устройств управления посредством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности сигнала управления.

**Вспомогательные устройства** обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода. К ним относятся: *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.); *уплотнители*, обеспечивающие герметизацию гидросистемы; *гидравлические реле давления*; *гидроемкости* (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости) и др.

Состав вспомогательных устройств устанавливают исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

**Гидролинии** (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения) предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы объемного гидропривода. В зависимости от своего назначения гидролинии, входящие в общую гидросистему, подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

### **1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:**

- *гидропривод вращательного движения* (рис. 3, а), когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;
- *гидропривод поступательного движения* (рис. 3, б, в), у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр – двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);
- *гидропривод поворотного движения* (рис. 3, г), когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360.

### **2. По возможности регулирования:**

- *регулируемый гидропривод*, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным (рис. 3, б, г), объемным (рис. 3, а), объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим. Регулированию гидропривода будет посвящена отдельная лекция;
- *нерегулируемый гидропривод*, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидропередачи в процессе эксплуатации.

### **3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:**

- *гидропривод с замкнутой схемой циркуляции* (рис. 3, а), в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость

спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

- *гидропривод с разомкнутой системой циркуляции* (рис. 3, б, в, г), в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы – хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

#### ***4. По источнику подачи рабочей жидкости:***

- *насосные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;
- *аккумуляторные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;
- *магистральные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

#### ***5. По типу приводящего двигателя гидроприводы могут быть с электроприводом, приводом от ДВС, турбин и т.д.***

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, по которому всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения (рис. 1.2).

Насосом 1 рабочая жидкость подается в напорную гидролинию 3 и далее через распределитель 5 к гидродвигателю 2. При одном положении гидрораспределителя совершается рабочий ход гидродвигателя, а при другом положении – холостой. Из гидродвигателя жидкость через распределитель поступает в сливную гидролинию и далее или в гидробак 9, или во всасывающую гидролинию насоса (в гидроприводах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, см. рис. 3, а). В резервуаре жидкость охлаждается и снова поступает в гидросистему. Надежная работа гидропривода возможна только при соответствующей очистке рабочей жидкости фильтрами 8.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель 6. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Защита гидросистемы от чрезмерного повышения давления обеспечивается предохранительным 4а или переливным 4б клапанами, которые настраиваются на максимально допустимое давление. Если нагрузка на гидродвигатель возрастает сверх установленной, то весь поток рабочей жидкости будет идти через предохранительный или переливной клапаны, минуя гидродвигатель. Контроль за давлением на отдельных участках гидросистемы осуществляется по манометрам 11.

Работа гидроагрегатов сопровождается утечками рабочей жидкости. В гидросистемах с замкнутой циркуляцией утечки компенсируются специальным подпитывающим насосом 1а (рис. 3, а).

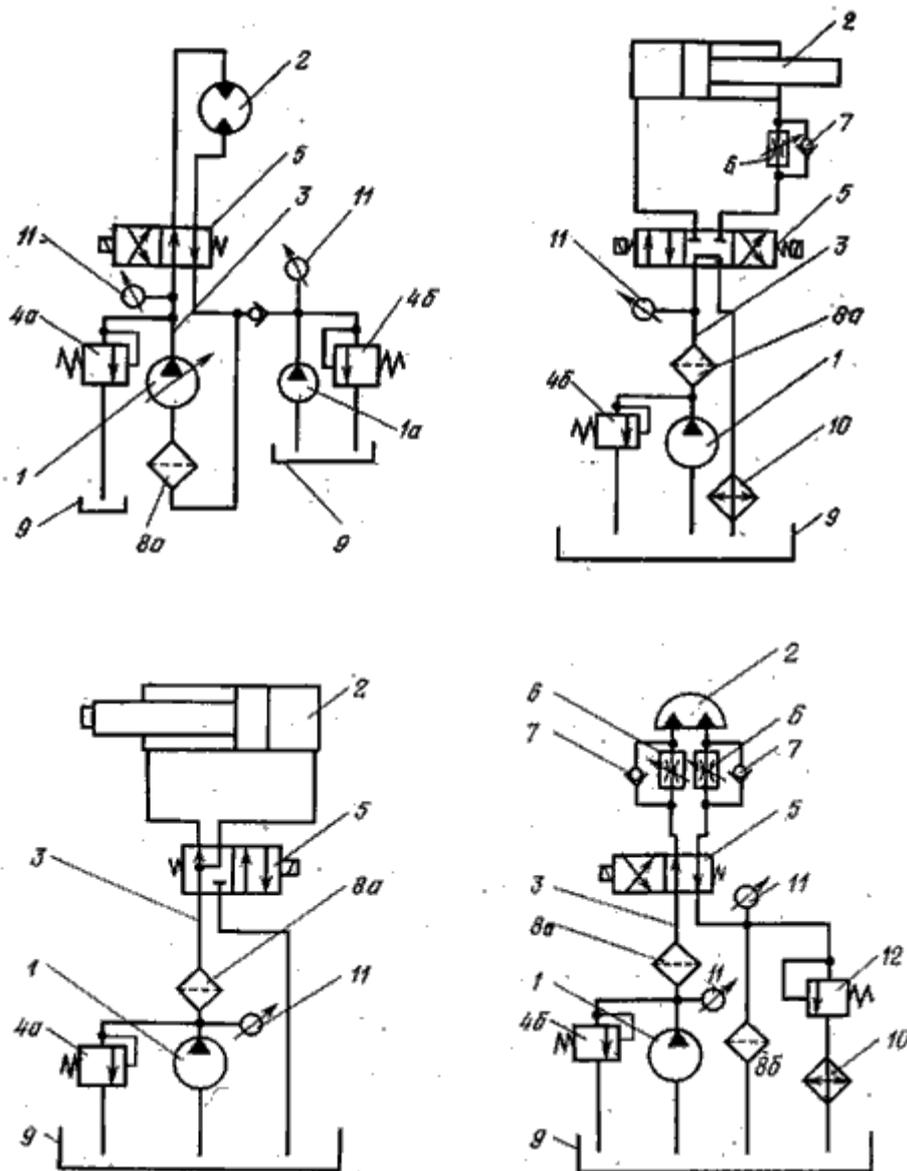


Рис. 3. Варианты принципиальных схем гидроприводов:  
 а – с объемным регулированием; б – с дроссельным регулированием;  
 в – нерегулируемый; г – с дроссельным регулированием рабочего и холостого ходов

### Преимущества и недостатки объемного гидропривода

Широкое распространение гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин. Вот основные из них.

1. *Бесступенчатое регулирование* скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей. Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.

2. *Небольшие габариты и масса.* Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.

3. *Частое реверсирование движения выходного звена гидропередачи.* Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту. В этом отношении гидропривод уступает лишь пневматическим инструментам, у которых число реверсов может достигать 1500 в минуту.

4. *Большое быстроедействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость.* Механическая жесткость – величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость - относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.

5. *Автоматическая защита* гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.

6. *Хорошие условия смазки* трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

7. *Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные* без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.

Говоря о преимуществах гидропривода, следует отметить простоту автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение. Основные из них следующие.

1. *Изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры*, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных температурах).

2. *Утечки жидкости из гидросистем*, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.

3. *Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности* для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.

4. *Взрыво- и огнеопасность* применяемых минеральных рабочих жидкостей.

5. *Невозможность передачи энергии на большие расстояния* из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

Со многими из этих недостатков можно бороться. Например, стабильность вязкости при изменении температуры достигается применением синтетических рабочих жидкостей. Окончательный выбор типа привода устанавливается при проектировании машин по результатам технико-экономических расчетов с учетом условий работы этих машин. Гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстроедействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность привода.

## Продолжение темы 2.2

Частный случай применения объемного гидропривода – следящий гидропривод усилителя рулевого управления.

**Следящим** называется гидропривод, в котором перемещение его выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

**Следящий гидропривод** нашел широкое применение в системах ручного и автоматического управления различными машинами, агрегатами и производственными процессами. В этих системах следящий гидропривод используется в качестве **гидравлического усилителя мощности** – устройства, которое помимо передачи сигнала управления обеспечивает одновременное увеличение его мощности за счет использования возможностей гидропривода.

Величина **коэффициента усиления гидроусилителя**, определяемая отношением мощности на выходном звене к мощности сигнала управления гидроприводом, практически не ограничена. В системах рулевого управления крупными морскими судами используют гидравлические следящие приводы с коэффициентом усиления до 105, а в системах автоматики в гидроприводах с электрическим управлением – до 107. Такое высокое значение коэффициента усиления достигается за счет очень малой мощности, управляющего сигнала. Так, например, мощность входного управляющего сигнала в гидроусилителе с электрическим управлением, составляет 0,5...1 Вт, а усилие для перемещения некоторых вспомогательных золотников не превышает 40 мН.

Как и все следящие приводы, следящий гидропривод относится к автоматическим устройствам, которые в соответствии с теорией автоматического управления называются **системами с отрицательной обратной связью**. Блок-схема такого привода приведена на рис. 1.

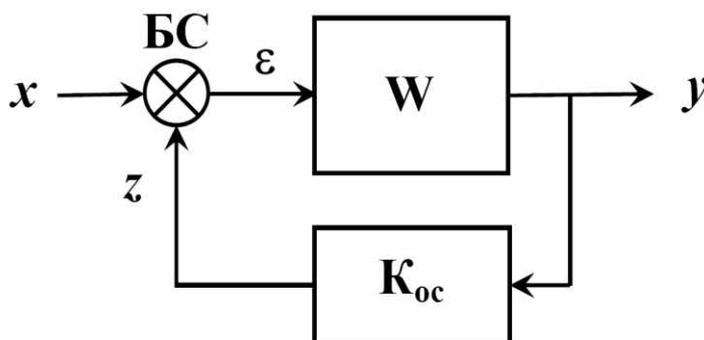


Рис. 1. Блок-схема следящего привода

В таких системах в блоке согласования БС происходит непрерывное сравнение входного сигнала управления  $x$  и сигнала обратной связи  $z$ , который формируется на основании величины перемещения выходного звена  $y$ :

$$z = K_{oc} y,$$

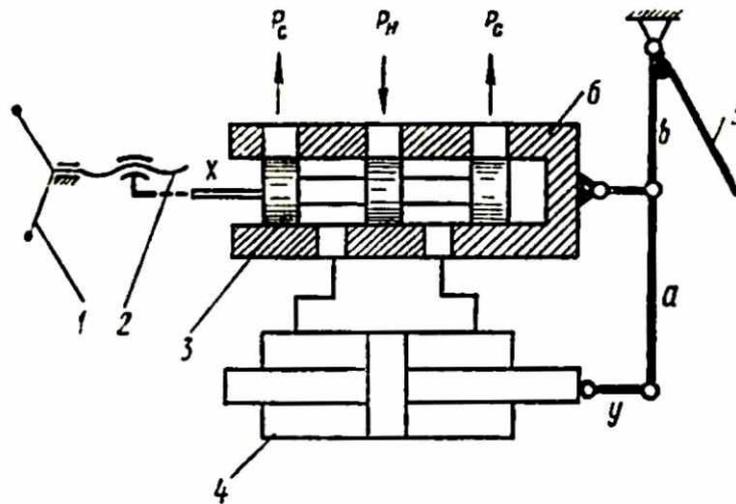
где  $K_{oc}$  – коэффициент усиления цепи обратной связи.

Образующийся в блоке согласования БС сигнал рассогласования  $\epsilon$  (разность между  $x$  и  $z$ ) в процессе работы привода постепенно уменьшается. Когда эта разность станет равной нулю, перемещение выходного звена привода прекратится. При этом считается, что следящий привод выполнил свою функцию: его выходное звено переместилось на величину  $y$ , пропорциональную величине управляющего сигнала  $x$ .

Рассмотрим, как этот принцип автоматического управления реализуется в некоторых следящих гидроприводах.

На рис. 2 приведена принципиальная схема следящего гидропривода поступательного движения, использующегося в качестве гидроусилителя руля колесной транспортной машины.

При повороте рулевого колеса 1, например, по часовой стрелке посредством винтовой подачи 2 золотник дросселирующего гидрораспределителя 3 сместится влево и соединит правую полость гидроцилиндра 4 с напорной гидролинией ( $P_n$ ), а левую – со сливной гидролинией ( $P_c$ ).



**Рис. 2. Принципиальная схема гидроусилителя руля автомобиля**

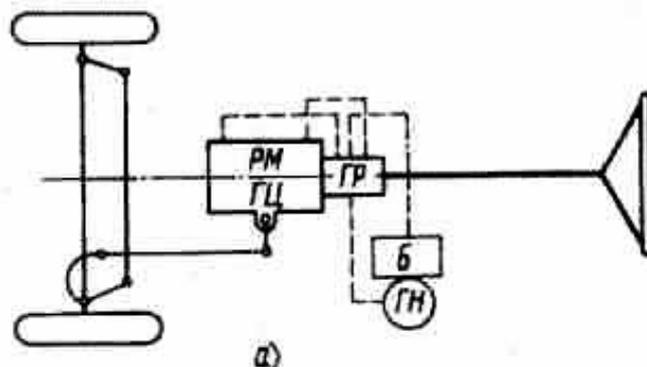
Под действием потока рабочей жидкости поршень цилиндра 4 начнет перемещаться влево, поворачивая жестко связанную с ним рулевую тягу 5 и вместе с ней управляемое колесо машины. Поворот колеса будет происходить до тех пор, пока корпус распределителя 6, перемещающийся вместе с рулевой тягой 5, не сместится на величину хода, равную смещению золотника 3, и вновь не перекроет каналы распределителя.

Итак, в данном случае сравнение сигнала управления (поворот рулевого колеса) и величины угла поворота управляемых колес машины происходит в дросселирующем гидрораспределителе 3. Результатом этого сравнения является некоторое открытие проходного сечения в нем и соответствующий поток рабочей жидкости в полость гидроцилиндра. Как только площадь проходного сечения становится равной нулю, поршень гидроцилиндра останавливается. Это значит, что следящий гидропривод отработал поступивший на него сигнал управления.

Чтобы вернуть управляемые колеса машины в первоначальное положение, необходимо повернуть рулевое колесо 1 на такой же угол против часовой стрелки, в результате чего золотник 3, поршень 4, рулевая тяга 5 и корпус распределителя 6 возвратятся в исходное положение.

Существует несколько схем компоновки элементов гидроусилителей, каждой их которых присущи как достоинства, так и недостатки. Практическое применение, в том числе и на отечественных автомобилях, получили четыре схемы.

**Схема № 1** (рис. 3). Рулевой механизм *РМ*, гидрораспределитель *ГР* и гидроцилиндр *ГЦ* представляют собой один агрегат, который называют усилителем интегрального типа (гидроруль); гидронасос *ГН* и бачок с рабочей жидкостью *Б* располагаются отдельно.

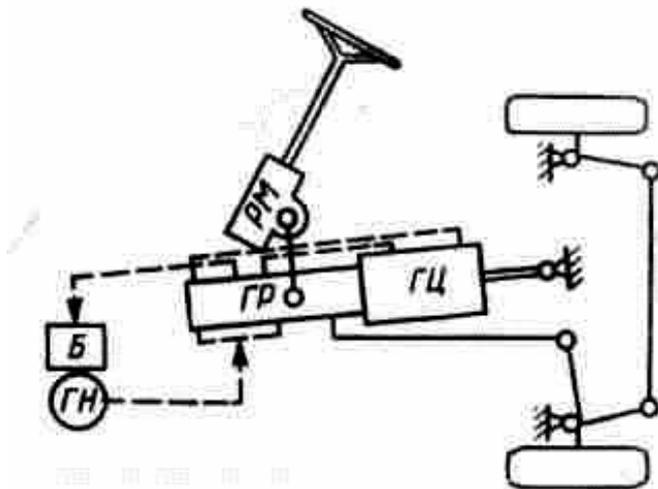


**Рис. 3. Компоновка гидроусилителя по схеме 1**

Такая компоновка применяется на всех автомобилях ЗИЛ и КамАЗ. Достоинством схемы является компактность, малая длина трубопроводов. При расположении гидрораспределителя перед

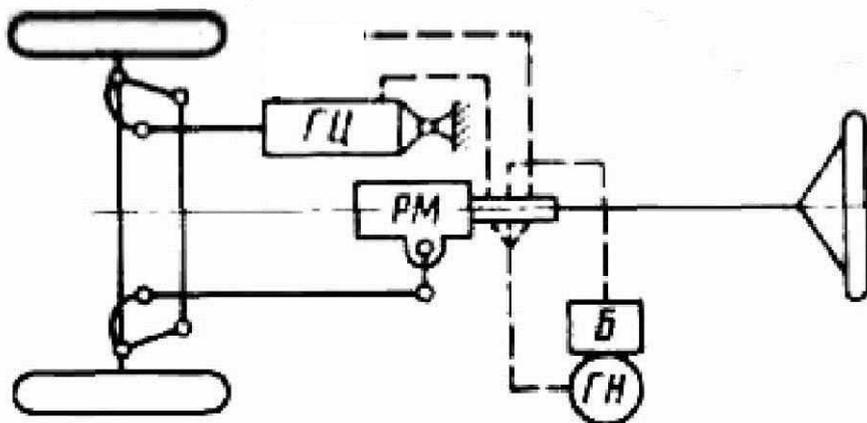
рулевым механизмом сокращается время срабатывания усилителя. К недостаткам схемы следует отнести нагружение всех деталей рулевого управления усилием гидроцилиндра. Нагружается также кронштейн (или рама) в месте крепления картера гидроруля.

**Схема № 2** (рис. 4). В усилителе этого типа гидрораспределитель смонтирован в одном блоке с гидроцилиндром отдельно от рулевого механизма. Достоинством схемы является возможность применения рулевого механизма любой конструкции, меньшая сложность и стоимость по сравнению со схемой 1, несколько меньшее число нагруженных гидросилом деталей.



**Рис. 4. Компоновка гидроусилителя по схеме 2**

**Схема № 3** (рис. 5). В этой схеме гидрораспределитель располагается перед рулевым механизмом, а гидроцилиндр - отдельно. При установке гидрораспределителя перед рулевым механизмом увеличивается чувствительность гидроусилителя. Недостатком схемы является большая длина трубопроводов, особенно если гидроцилиндр располагается на удалении от рулевого механизма. По такой схеме выполнены усилители автомобилей «Урал» и КАЗ.



**Рис. 5. Компоновка гидроусилителя по схеме 3**

**Схема № 4** (рис. 6). Отличительная особенность этой схемы - раздельное размещение всех элементов гидроусилителя. Достоинством схемы является свободная компоновка, возможность применения рулевого механизма любой конструкции. Основной недостаток - большая длина трубопроводов. Следует отметить, что большая длина трубопроводов между гидрораспределителем и гидроцилиндром в любой конструкции гидроусилителя часто приводит к пульсации давления в системе и возбуждению колебаний управляемых колес.

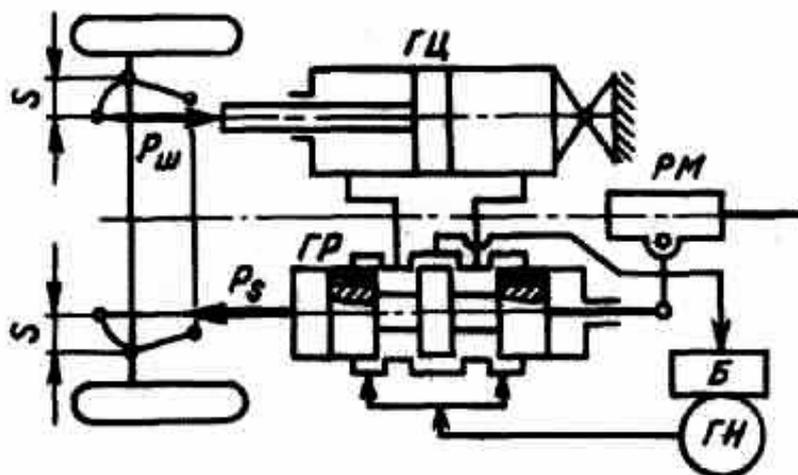


Рис. 6. Компоновка гидроусилителя по схеме 4

## Тема 2.3: Теоретические основы гидродинамической муфты, конструкция и принцип действия гидротрансформатора. Автоматические трансмиссии

### Общие сведения о гидродинамических передачах

Гидропередача – это устройство для передачи механической энергии посредством потока жидкости. В состав гидропередачи входят насос, гидравлический двигатель и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью. Гидропередачи, использующие динамические гидромашины, называются *гидродинамическими*.

В гидродинамических передачах применяют лопастные насосы и, в качестве гидравлических двигателей, лопастные турбины. В реальных конструкциях лопастный насос и гидравлическая турбина предельно сближены и располагаются соосно в общем корпусе. Так как эти две гидромашины имеют общий корпус, то в дальнейшем насос будем называть насосным колесом, а турбину – турбинным колесом. В такой конструкции отсутствуют трубопроводы, поэтому жидкость из насосного колеса сразу попадает на лопатки турбинного колеса, а из турбинного – вновь на лопатки насосного колеса.

Гидродинамические передачи, применяемые в машиностроении, подразделяют на *гидравлические муфты* (гидромуфты) и *гидравлические трансформаторы* (гидротрансформаторы).

Гидромуфты, состоящие из насосного и турбинного колес, служат для передачи энергии без изменения крутящего момента, т. е. моменты на входном и выходном валах гидромуфты практически одинаковы.

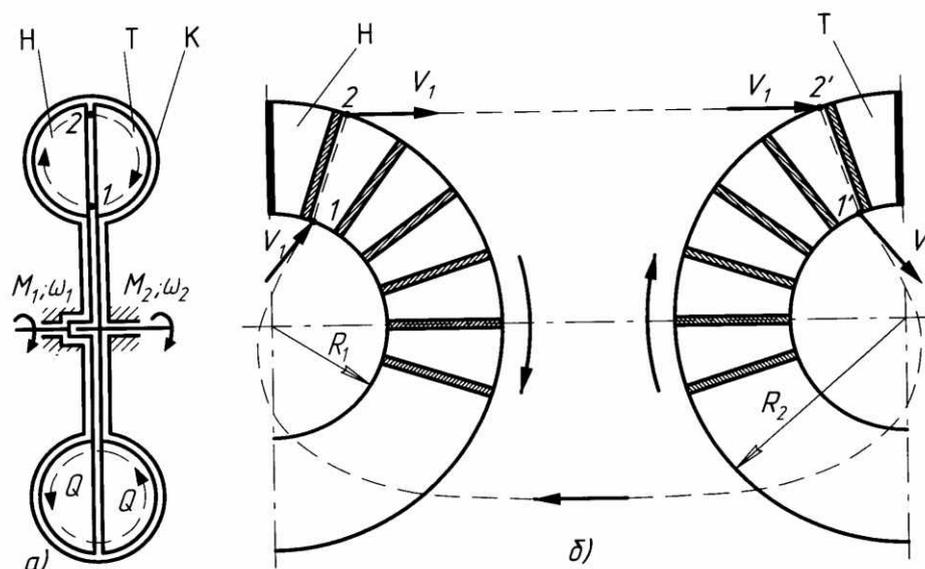
Гидротрансформаторы, кроме насосного и турбинного колес, имеют хотя бы одно дополнительное колесо. Оно на большинстве режимов работы неподвижно, т.е. является неактивным (реактивным), и поэтому его принято называть реактором. Включение в состав гидротрансформатора реактора позволяет ему изменять (трансформировать) передаваемый крутящий момент. Таким образом, моменты на входном и выходном валах гидротрансформатора на большинстве режимов работы различны.

На современных транспортных и самоходных машинах получили широкое применение *комплексные гидротрансформаторы*. Комплексным называют гидротрансформатор, который в широком диапазоне изменения своих передаточных отношений работает как гидротрансформатор, а при больших значениях передаточных отношений переходит в режим гидромуфты и работает как гидромуфта. Это позволяет существенно повысить его коэффициент полезного действия.

### Устройство и рабочий процесс гидромуфты

Основными элементами гидравлической муфты являются два соосно установленных лопастных колеса: насосное и турбинное, а также корпус, подшипники и другие детали. На рис. 7 приведена схема одной из возможных конструкций гидромуфт. На осевом разрезе гидромуфты (рис. 7,а) показаны насосное колесо Н, турбинное колесо Т и корпус гидромуфты К. У большин-

ства муфт конструкция лопастных колес одностипна и представляет собой половину торообразной полости с плоскими радиально расположенными лопатками.



**Рис. 7. Конструктивная схема гидромуфты:**

а) осевой разрез; б) развертка лопастной системы

Насосное колесо Н приводится во вращение двигателем с угловой скоростью  $\omega_1$ . Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве насосного колеса, раскручивается вместе с ним и центробежными силами отбрасывается от оси вращения к периферии колеса (от точки 1 к точке 2 на рис. 7,а). Участвуя во вращательном движении вместе с насосным колесом, частицы жидкости приобретает кинетическую энергию и скорость в направлении движения этого колеса. Далее в окрестностях точки 2 (рис. 7,а) жидкость перемещается с насосного колеса Н на турбинное колесо Т.

В межлопаточном пространстве турбинного колеса Т частицы жидкости оказывают воздействие на его лопатки и заставляют его вращаться с угловой скоростью  $\omega_2$ . Вращаясь вместе с турбинным колесом, частицы жидкости постепенно отдают ему кинетическую энергию, полученную в насосном колесе. При этом они перемещаются от периферии колеса к его оси вращения (от точки 2 к точке 1 на рис. 7,а). В окрестностях точки 1 жидкость переходит с турбинного колеса Т на насосное колесо Н. Далее рабочий процесс повторяется, т.е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с массовым расходом  $Q'_m$ . Учитывая, что описанный рабочий процесс имеет сложную пространственную траекторию движения частиц жидкости, для его пояснения на рис. 7,б приведена условная развертка колес гидромуфты. На этой развертке показана траектория движения одной частицы жидкости. На рис. 7,б видно, как эта частица перемещается вдоль плоской лопатки насосного колеса от точки 1 к точке 2. В точке 2 она «срывается» с насосного колеса, имея абсолютную скорость  $V_2$ , и с такой же скоростью  $V_2$  «ударяет» в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Далее частица жидкости перемещается вдоль лопатки турбинного колеса от точки 2' до точки 1' и в точке 1' уходит с турбинного колеса, имея абсолютную скорость  $V_1$ . В точке 1 эта частица попадает в межлопаточное пространство насосного колеса с такой же абсолютной скоростью  $V_1$ . Далее рабочий процесс повторяется.

Гидромуфта не изменяет передаваемого момента, т.е. крутящий момент на насосном  $M_1$  и турбинном  $M_2$  колесах у нее одинаковы. Момент на валу лопастного колеса определяется тремя эксплуатационными параметрами: массовым расходом  $Q'_m$ , скоростью на входе в колесо и скоростью на выходе из него. Отметим, что скорость на выходе из насосного колеса (в точке 2 на рис. 7,б) равна скорости на входе в турбинное колесо (в точке 2') – это скорость  $V_2$ . Кроме того, скорость на выходе из турбинного колеса (в точке 1') равна скорости на входе в насосное колесо (в точке 1) – это скорость  $V_1$ . Третий параметр (расход  $Q'_m$ ) для них общий, так как жидкость циркулирует по замкнутому контуру (рис. 7,а). Таким образом, все параметры гидромуфты, влияющие на величины крутящих моментов насосного и турбинного колес, попарно равны. Значит, моменты на насосном и турбинном колесах одинаковы по величине.

Для анализа характеристик гидромуфты рассмотрим ее работу на установившемся режиме. В этом случае сумма моментов, приложенных к гидромуфте извне, должна равняться нулю, т.е.

$$M_1 - M_2 - M_C = 0,$$

где  $M_1$  – момент на валу насосного колеса;  $M_2$  – момент на валу турбинного колеса;  $M_C$  – момент сопротивления.

Момент сопротивления  $M_C$  вызван трением в узлах гидромуфты. Наибольшее влияние на него оказывает трение вращающихся колес о воздух (в ряде конструкций вращающимся является также корпус). В большинстве эксплуатационных режимов момент  $M_C$  мал, и им можно пренебречь. Тогда

$$M_1 = M_2 = M. \quad (1)$$

Зависимость (1) подтверждает равенство моментов на насосном и турбинном колесах. Передаваемый гидромуфтой момент  $M$ , изменяется в зависимости от соотношения угловых скоростей насосного  $\omega_1$  и турбинного  $\omega_2$  колес. На рис. 8 приведены два варианта (I и II) зависимости передаваемого момента  $M$  от передаточного отношения гидромуфты

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (2)$$

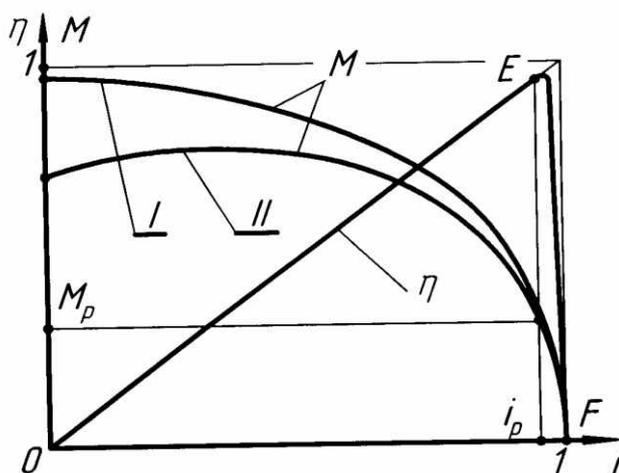


Рис. 8. Характеристика гидромуфты

Из анализа графиков  $M = f(i)$  на рис. 8 следует, что при малых  $i$  величины передаваемых моментов значительны. Причем зависимость  $M = f(i)$  может иметь максимум (линия I на рис. 8) или не иметь его (линия II). При больших передаточных отношениях  $i$  величина передаваемого момента  $M$  уменьшается, а при  $i \rightarrow 1$  резко падает до нулевой величины.

Приведенная зависимость  $M = f(i)$  при  $\omega_1 = \text{const}$  называется *характеристикой гидромуфты*. Характеристика гидромуфты, кроме  $M = f(i)$ , включает также зависимость ее КПД от передаточного отношения  $\eta = f(i)$ . КПД найдем из отношения выходной мощности на турбинном колесе  $N_2$  к входной – на насосном колесе  $N_1$ . Тогда с учетом зависимостей (1) и (2) получим

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M \cdot \omega_2}{M \cdot \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i. \quad (3)$$

Таким образом, пренебрегая величиной момента сопротивления  $M_C$ , можно считать, что КПД гидромуфты равен ее передаточному отношению.

Зависимость  $\eta = f(i)$  нанесена на рис. 8. Формула (3) получена при допущении, что момент сопротивления  $M_C$  мал, и поэтому им можно пренебречь. Это является целесообразным в широком диапазоне изменения передаточного отношения  $i$  (участок OE зависимости  $\eta = f(i)$  на рис. 3.2). Но при  $i \rightarrow 1$  это недопустимо, так как в области больших  $i$  резко падает передаваемый момент (рис. 8), а при  $i = i_p$  он становится соизмеримым с моментом сопротивления  $M_C$ . В этом случае формула (3) становится неприемлемой, а КПД гидромуфты из-за момента сопротивления  $M_C$  резко падает – участок EF на зависимости  $\eta = f(i)$  (рис. 8).

Режим максимального КПД гидромуфты (95 ÷ 98% – точка E на рис. 8) принято считать расчетным. Момент  $M_P$  и передаточное отношение  $i_p$ , соответствующие этому режиму, также будем считать расчетными.

Кроме рассмотренных ранее параметров, при анализе работы гидродинамических передач применяется также безразмерный кинематический параметр, который получил название "скольжение". Он определяется отношением разности угловых скоростей насосного и турбинного колес к скорости первого из них, т.е.

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i.$$

Этот параметр широко используется при анализе работы гидромуфт, эксплуатируемых в режимах со значительной разностью вращения насосного и турбинного колес.

### Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора

Основными элементами гидравлического трансформатора являются три соосно установленных лопастных колеса: насосное, турбинное и реактивное (реактор), а также корпус, подшипники и другие вспомогательные детали. На осевом разрезе гидротрансформатора (рис. 9,а) показано насосное колесо Н, турбинное колесо Т, реактивное колесо (реактор) Р и корпус гидротрансформатора К, а также муфта свободного хода М, назначение которой будет рассмотрено позднее. Основным конструктивным отличием колес гидротрансформатора от колес гидромуфты является сложный криволинейный профиль их лопаток (рис. 9,б).

Насосное колесо Н приводится во вращение крутящим моментом двигателя  $M_1$ . Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве насоса раскручивается вместе с ним с угловой скоростью  $\omega_1$  и отбрасывается от оси вращения к периферии колеса (от точки 1 к точке 2 на рис. 9,а). При этом каждая частица жидкости приобретает кинетическую энергию и скорость в направлении вращения колеса. В окрестностях точки 2 поток жидкости перемещается с насосного колеса на турбинное колесо Т (рис. 9,а). В межлопаточном пространстве турбинного колеса жидкость, раскрученная в насосном колесе, воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во вращение с угловой скоростью  $\omega_2$ . При этом частицы жидкости постепенно теряют кинетическую энергию, полученную в насосном колесе, и движутся от периферии к оси вращения (от точки 2 до точки 3) Т на реактор Р (см. рис. 9,а). Далее поток жидкости проходит через межлопаточное пространство неподвижного реактора (от точки 3 до точки 1 на рис. 9,а) и в окрестностях точки 1 перемещается на насосное колесо. Затем рабочий процесс повторяется, т.е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с массовым расходом  $Q'$ .

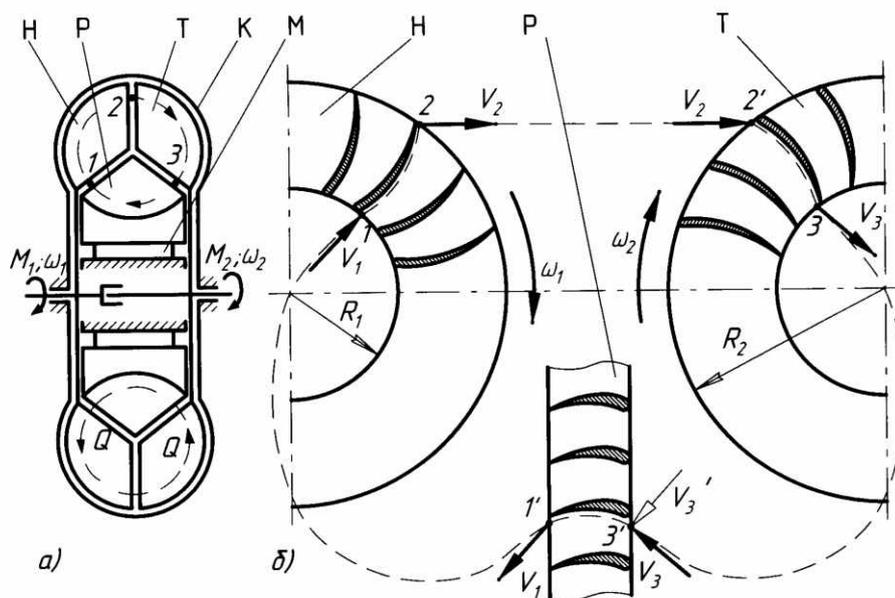


Рис. 9. Конструктивная схема гидротрансформатора:  
а) осевой разрез; б) развертка лопастной системы

Реактор Р служит для изменения крутящего момента на гидротрансформаторе, т.е. для получения на выходном валу момента  $M_2$ , отличного от входного момента  $M_1$ . Для более подробного рассмотрения рабочего процесса в гидротрансформаторе на рис. 9,б приведена условная развертка его колес. На этой развертке показана траектория движения частицы жидкости через его рабо-

чие колеса. По рис. 9,б видно, как частица жидкости перемещается вдоль криволинейной лопатки насосного колеса от точки 1 к точке 2. В точке 2 она “срывается” с насосного колеса, имея абсолютную скорость  $V^2$ , и с такой же скоростью “ударяет” в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Затем частица жидкости перемещается вдоль криволинейной лопатки турбинного колеса, от точки 2' к точке 3. А в точке 3 “срывается” с турбинного колеса, имея абсолютную скорость  $v_3$ . С такой же скоростью  $V_3$  частица воздействует в точке 3' на лопатку реактора. Далее рассматриваемая частица перемещается вдоль криволинейной лопатки реактора от точки 3' до точки 1'. При этом вектор её скорости изменяется от величины  $V_3$  до величины  $V_1$ . В точке 1' частица уходит с реактора, имея абсолютную скорость  $V_1$ , и с такой же скоростью воздействует в точке 1 на лопатку насосного колеса. Затем рабочий процесс повторяется.

В пояснение рис. 9,б следует отметить, что при развертке гидротрансформатора положение реактора повернуто относительно насосного и турбинного колес. Поэтому перенос скорости с одного колеса на другое, т.е.  $V_3$  из точки 3 в точку 3' и  $V_1$  из точки 1 в точку 1', также сопровождается их поворотом.

Изменение крутящего момента с величины  $M_1$  на насосном колесе до величины  $M_2$  на турбинном колесе происходит за счет дополнительной закрутки потока в лопатках реактора, т.е. за счет изменения вектора скорости от величины  $V_3$  до величины  $V_1$  (рис. 9,б). Величина момента на данном лопастном колесе определяется тремя эксплуатационными параметрами: массовым расходом циркулирующей жидкости  $Q'_m$ , скоростью жидкости на входе в колесо и скоростью на выходе из колеса. Для насосного и турбинного колес гидротрансформатора два из этих трех параметров одинаковы: расход  $Q'_m$  и скорость  $V_2$  (для насосного колеса это скорость на выходе, а для турбинного – на входе). Третьим параметром для турбинного колеса является скорость на выходе  $V_3$ , а для насосного колеса – скорость на входе  $V_1$ . Эти величины у них в большинстве эксплуатационных режимов из-за дополнительной закрутки жидкости в реакторе различны (рис. 9,б). Поэтому моменты на их валах  $M_1$  и  $M_2$  также различны.

Необходимо отметить, что у каждого гидротрансформатора существует частный режим работы, когда вектора  $V_1$  и  $V_3$  одинаковы (например, когда вектор  $V_3$  совпадает с вектором  $V_3'$  - рис. 9,б). На этом частном режиме обеспечивается равенство моментов  $M_1 = M_2$ . При отклонении от него указанное равенство нарушается. Причем оно может нарушаться как в одну сторону  $M_1 > M_2$ , так и в другую  $M_1 < M_2$ .

Для анализа характеристик гидротрансформатора рассмотрим его работу на установившемся режиме. На этом режиме сумма моментов, приложенных к гидротрансформатору извне, должна равняться нулю, т.е.

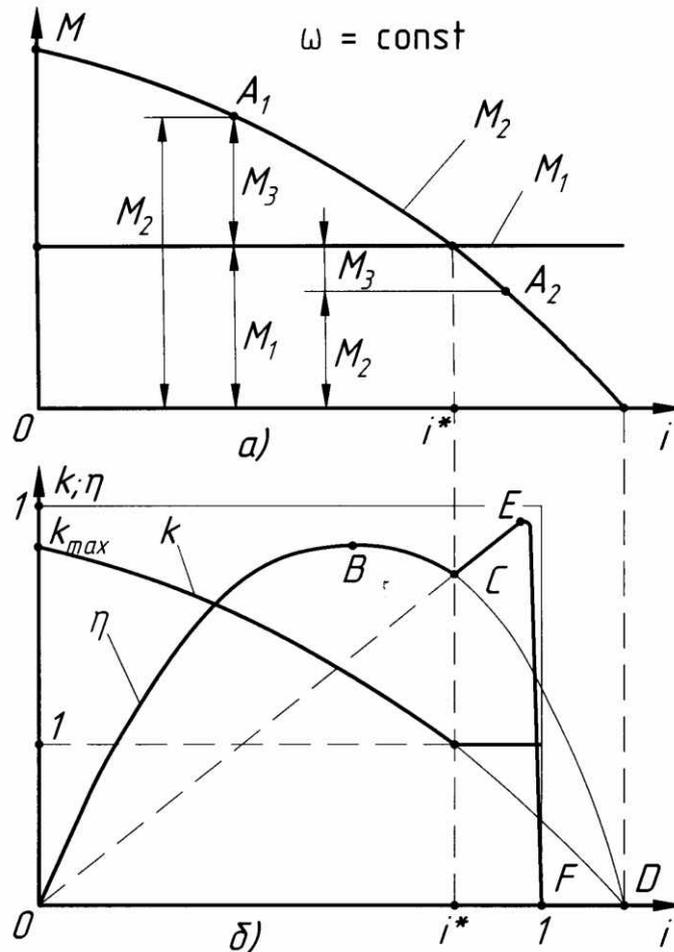
$$M_1 - M_2 \pm M_3 - M_C = 0,$$

где  $M_1$  и  $M_2$  – моменты на валах насосного и турбинного колес;  $M_3$  – момент на реакторе;  $M_C$  – момент сопротивления, вызванный трением в подшипниках, уплотнениях и трением вращающихся колес о воздух.

Учитывая, что практически на всех эксплуатационных режимах момент сопротивления  $M_C$  мал по сравнению с активными моментами, им пренебрегают. Тогда

$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0, \tag{4}$$

т.е. момент на турбинном колесе  $M_2$  может быть больше или меньше момента на насосном колесе  $M_1$  на величину реактивного момента  $M_3$ . Зависимость (4) нанесена на график (рис. 10,а) при постоянной угловой скорости насосного колеса  $\omega_1$ , постоянном крутящем моменте  $M_1$  и переменной величине передаточного отношения  $i = \omega_2 / \omega_1$ . Отметим, что при малых  $i$  в любой произвольно выбранной точке  $A_1$  величина  $M_2$  определяется суммой моментов  $M_1$  и  $M_3$ . При  $i = i^*$  величина  $M_3$  на реакторе принимает нулевое значение и  $M_1 = M_2$ . Такой режим работы гидротрансформатора (без изменения крутящего момента) был отмечен ранее при рассмотрении его рабочего процесса. Этот частный режим гидротрансформатора принято называть *режимом гидромукты*. При  $i > i^*$  в любой произвольно выбранной точке  $A_2$  величина  $M_2$  определится разностью моментов  $M_1$  и  $M_3$  (рис. 3.4,а).



**Рис. 10. Характеристика гидротрансформатора:**  
 а) изменение моментов; б) безразмерные параметры

При сравнительном анализе свойств различных гидротрансформаторов широко используются безразмерные параметры. В частности, для анализа изменения моментов вводят коэффициент трансформации

$$k = \frac{M_2}{M_1}. \quad (5)$$

Графическая зависимость  $k = f(i)$  приведена на рис. 10,б. Она практически повторяет зависимость  $M_2 = f(i)$  на рис. 10,а, т.к. последняя была построена для  $M_1 = \text{const}$ . Максимальная величина коэффициента трансформации может принимать значения  $k_{\text{max}} = 2 \dots 8$ , в зависимости от назначения и конструкции гидротрансформатора.

Одной из важнейших характеристик работы гидротрансформатора является его КПД. Формулу для оценки КПД получим из отношения мощностей на турбинном  $N_2$  и насосном  $N_1$  колесах:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = k \cdot i, \quad (6)$$

т.е. КПД гидротрансформатора равен произведению его коэффициента трансформации  $k$  на передаточное отношение  $i$ . Зависимость  $\eta = f(i)$  нанесена на рис. 10,б. Как видно, она представляет собой кривую с максимумом в точке  $B$  и нулевыми значениями в точках  $0$  и  $D$ . В точке  $0$  величина КПД принимает нулевое значение, т.к. в этой точке  $i = 0$ . Тогда, в соответствии с (3.6),  $\eta = 0$ . В точке  $D$  КПД величина принимает нулевое значение, т.к. в этой точке  $k = 0$  и, следовательно,  $\eta = 0$ . График, приведенный на рис. 10,б, принято называть *характеристикой гидротрансформатора*.

Применение гидротрансформаторов ограничивается недостаточно высокими КПД. Так, их максимальные значения составляют  $\eta = 0,8 \dots 0,93$  (точка  $B$  на рис. 10,б), но существенно падают

при отклонении от этого режима. Особенно неприемлемо это падение в области высоких значений передаточного отношения, т.е. при  $i \rightarrow 1$  (окрестности точки  $D$ , рис. 10,б). До режима гидромуфты (при  $i < i^*$ ) момент на реакторе  $M_3$  имел положительное значение (рис. 10,а), а после него (при  $i > i^*$ ) момент  $M_3$  становится отрицательным. Следовательно, при  $i = i^*$  момент на реакторе меняет знак, т.е. направление действия. Это обстоятельство используется для повышения КПД гидротрансформатора при  $i \rightarrow 1$ . В конструкцию гидротрансформатора включают муфту свободного хода  $M$  (см. рис. 9,а). При положительном значении момента на реактивном колесе она обеспечивает неподвижность реактивного колеса (“стопорит”). При изменении направления момента на реакторе обгонная муфта освобождает реактор, который начинает свободно вращаться вместе с потоком жидкости. При этом гидротрансформатор начинает работать в режиме гидромуфты, так как в этом случае у него отсутствует неподвижное реактивное колесо. Такой гидротрансформатор, в котором совмещаются свойства гидротрансформатора и гидромуфты, называется **комплексным гидротрансформатором**.

Характеристика комплексного гидротрансформатора при  $0 < i < i^*$  совпадает с характеристикой обычного гидротрансформатора, т.е. зависимостью КПД является линия  $0BC$  (см. рис. 10,б). А при  $i > i^*$  характеристика комплексного трансформатора совпадает с характеристикой гидромуфты, т.е. зависимостью КПД является линия  $CEF$ . Таким образом, КПД комплексного гидротрансформатора изменяется по линии  $0BCEF$  (см. рис. 10,б) и имеет существенно более высокие значения в области больших передаточных отношений по сравнению с обычным гидротрансформатором.

Коэффициент трансформации комплексного трансформатора с переходом его на режим гидромуфты принимает значение  $k = 1$ .

## Тема 2.4: Гидропривод систем управления: общие сведения, рабочие процессы и его устройство. Тормозной гидропривод

Наибольшее распространение гидропривод в системах управления получил в приводах сцепления, тормозной системы и рулевого управления (о нем рассказывалось в предыдущей теме).

### Привод сцепления

На рис. 1 приведены схемы механического и гидравлического приводов сцеплений. Общее передаточное число привода сцепления включает передаточное число рычагов выключения и передаточное число педального привода, а в случае гидравлического привода и передаточное число гидравлического привода, и передаточное число гидравлической части привода. Общее передаточное число привода сцепления определяется из условия, что усилие на педали при отсутствии усилителя не должно превосходить для легковых автомобилей 150 Н, для грузовых 250 Н. Полный ход педали должен лежать при этом в пределах 120...190 мм, включая свободный ход педали. Для существующих конструкций общее передаточное число привода сцепления лежит в пределах 25...50.

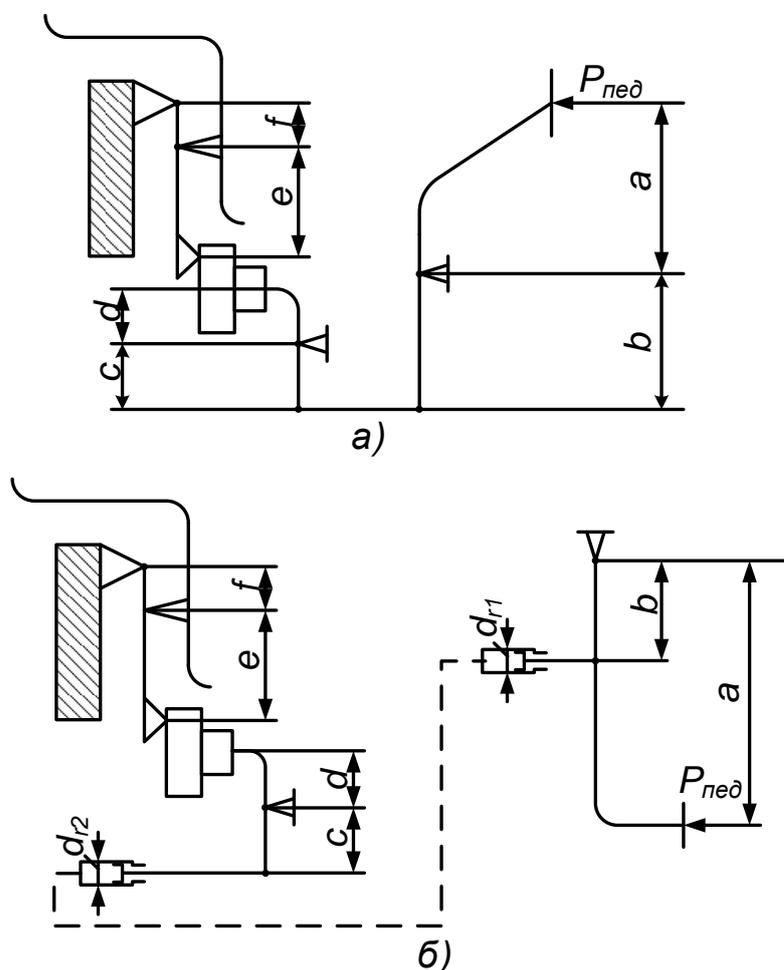


Рис. 1. Приводы сцепления

Общее передаточное число привода сцепления

$$u_{nc} = u_1 u_2,$$

где  $u_1$  – передаточное число педального привода;  $u_2$  – передаточное число рычагов выключения сцепления.

Передаточное число привода:  
механического (рис. 1, а)

$$u_1 = \frac{ac}{bd}; u_2 = \frac{e}{f}; u_{n.c} = \frac{ace}{bdf},$$

гидравлического (рис. 1, б)

$$u_1 = \frac{acd_{r2}^2}{bdd_{r1}^2}; u_2 = \frac{e}{f}; u_{n.c} = \frac{acd_{r2}^2 e}{bdd_{r1}^2 f}.$$

Ход педали зависит от величины  $s$ , на которую отводится нажимной диск при выключении сцепления, и зазора  $\Delta_2$  между рычаги выключения и выжимным подшипником

$$S_{ned} = su_{n.c} + \Delta_2 u_1.$$

В зависимости от конструкции сцепления  $\Delta_2 = 2,5 \dots 4$  мм.

**Усилители привода сцепления.** Если управление сцеплением требует усилий выше регламентированных, то необходимо применять усилитель. Простейшим усилителем является пружинный (сервопружина) устанавливаемый на некоторых автомобилях. На рисунке 2 приведены конструкция привода сцепления автомобиля ВАЗ и график, иллюстрирующий работу усилителя. Когда усилие на педали отсутствует (сцепление включено), ось пружины усилителя находится ниже оси поворота педали и усилие сервопружины 3 суммируется с усилием оттяжной пружины 4, удерживая педаль 6 в крайнем правом положении. При нажатии на педаль она начинает перемещаться, левый конец пружины поднимается и ее ось занимает положение выше оси поворота педали. Вследствие этого на педали создается момент, который позволяет снизить усилие воздействия при удержании ее в выключенном состоянии на 20...30 %. По такому же принципу работает пружинный усилитель верхней педали.

Пневмоусилитель гидропривода сцепления применяют в ряде конструкций грузовых автомобилей большой грузоподъемности. На автомобилях МАЗ и КАЗ установлен пневмоусилитель механического привода, а на автомобилях КамАЗ – пневмоусилитель гидропривода. Схема, конструкция и статическая характеристика пневмоусилителя автомобилей КамАЗ показаны на рисунке 2.

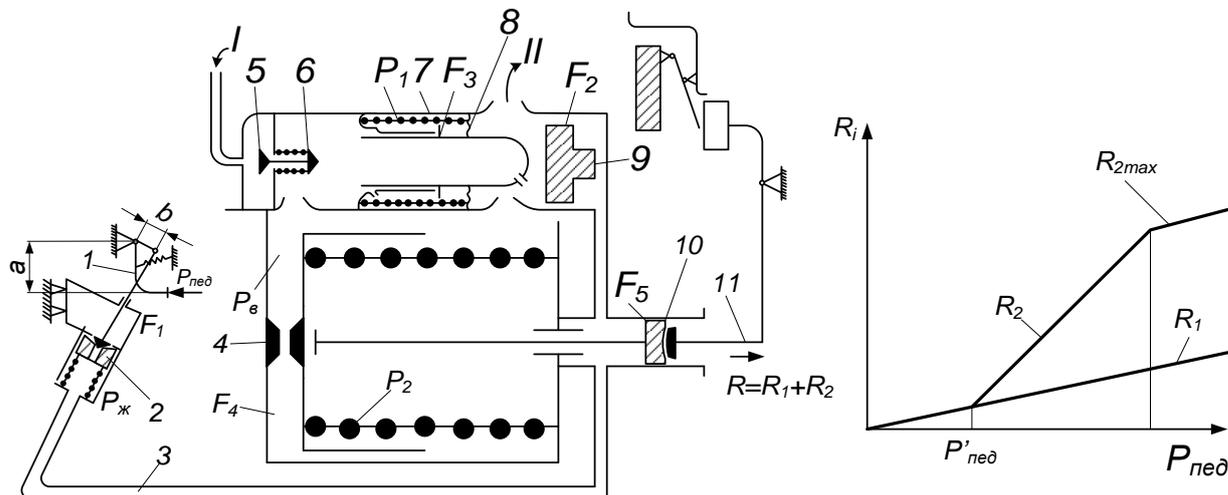


Рис. 2. Гидравлический привод сцепления с пневмоусилителем

Педаль 1 привода, связанная с главным цилиндром 2, гидролинией 3, соединяется с пневмоусилителем. Пневмоусилитель включает в себя пневмоцилиндр 4, гидроцилиндр 10 выключения сцепления и мембранное следящее устройство 7, объединенные в одном агрегате. Рассмотрим наиболее характерные режимы работы пневмоусилителя.

1. *Усилие на педали отсутствует* – сцепление включено. Давление в главном цилиндре 2 и в гидролинии 3 отсутствует. Мембрана 8 пружиной отжата вправо, а вместе с мембранной отжат связанный с ней патрубком – седло атмосферного клапана 6. Впускной

клапан 5 сжатого воздуха закрыт, а атмосферный клапан 6 открыт, сообщая левую полость пневмоцилиндра 10 с атмосферой. Поршень пневмоцилиндра 4 под действием пружины отжат в крайнее левое положение. Усилие на штоке 11 привода отсутствует.

2. *Усилие на педали повышается* – сцепление выключается. Если в ресивере сжатый воздух отсутствует, то усилие на штоке 11 привода сцепления зависит от давления в гидролинии:

$$R_1 = p_{ж} F_5 = P_{пед} a F_5 / (b F_1), \quad (13)$$

где  $p_{ж}$  – давление жидкости в гидролинии;  $F_1$  – площадь поршня главного гидроцилиндра 2;  $F_5$  – площадь поршня гидроцилиндра 10 выключения сцепления.

Если сжатый воздух имеется в ресивере, то давление в жидкости в гидролинии, воздействуя на поршень 9 следящего устройства, перемещает его влево. При этом мембрана 8 выгибается, также преодолевая усилие пружины  $P_1$ , и своим седлом закрывает выпускной клапан 6 и открывает клапан 5 сжатого воздуха. Сжатый воздух поступает в левую полость пневмоцилиндра 4 и воздействует на его поршень. Усилие, создаваемое поршнем пневмоцилиндра 4,

$$R_2 = p_{воз} F_4 - P_2,$$

где  $p_{воз}$  – давление сжатого воздуха в левой полости гидроцилиндра;  $F_4$  – площадь поршня пневмоцилиндра;  $P_2$  – усилие пружины поршня.

3. *Усилие на педали уменьшается* – сцепление включается. Давление в гидролинии 3 падает. Уменьшается при этом сила, с которой следящий поршень 9 действует на мембрану 8; последняя выгибается на вправо, открывая выпускной клапан 6 и закрывая впускной клапан 5. Усилие на штоке 11 падает.

4. *Усилие на педали постоянно* – сцепление выключено. Усилие, создаваемое пневмоцилиндром 4, должно быть также постоянным. Это возможно только в том случае, когда оба клапана 5 и 6 закрыты, что соответствует равновесному положению мембраны 8:

$$P_{воз} F_3 + P_1 - p_{ж} F_2 = 0, \quad (14)$$

где  $F_3$  – площадь мембраны;  $P_1$  – усилие пружины мембраны;  $F_2$  – площадь поршня следящего устройства.

Подставив значения  $p_{ж}$  – из уравнения (13) в уравнение (14), получим

$$p_{воз} = P_{пед} a F_2 / (b F_1 F_3) - P_1 / F_3. \quad (15)$$

Отсюда следует, что давление воздуха на мембрану, а, следовательно, на поршень гидроцилиндра прямо пропорционально усилию на педали, что и требуется от следящего механизма.

Полное усилие на штоке 11 привода сцепления

$$R = R_1 + R_2 = P_{пед} a F_5 / (b F_1) + p_{воз} F_4 - P_2.$$

Подставив из (15) значение  $p_{воз}$ , получим

$$R = P_{пед} \frac{a F_5}{b F_1} + \left( P_{пед} \frac{a F_2 F_4}{b F_1 F_3} - \frac{P_1 F_4}{F_3} - P_2 \right).$$

Усилитель вступит в работу, когда выражение, заключенное в скобки, станет больше 0. Полное усилие  $R$  будет увеличиваться до тех пор, пока давление сжатого воздуха  $p_{воз}$  не станет равным предельному значению, т. е. давлению в ресивере. Дальнейшее увеличение усилия  $R$  может быть достигнуто только повышением усилия на педали. Усилитель включается при усилении на педали  $P'_{пед}$ . Трение в усилителе и реакции клапанов, которые не учитывались при описании работы усилителя, обуславливают его некоторую нечувствительность.

### **Тормозной гидропривод**

Тормозной гидропривод применяется на всех легковых автомобилях и на грузовых автомобилях полной массой до 7,5 т. В сочетании с пневмоприводом гидропривод применяется и на автомобилях большой массы.

Достоинства гидропривода: малое время срабатывания; равенство приводных сил на тормозных механизмах левых и правых колес; удобство компоновки (в отличие от механического привода гидролиния может быть проложена в любом, удобном для монтажа месте); высокий КПД (до 0,95); возможность распределения приводных усилий между тормозными механизмами передних и задних колес в результате применения рабочих цилиндров разного диаметра; простота обслуживания.

К недостаткам тормозного гидропривода относят снижение КПД при низких температурах; возможность выхода из строя тормозной системы при местном повреждении привода. На современных автомобилях обязателен двухконтурный привод; при выходе из строя одного контура обеспечивается возможность торможения неповрежденным контуром, хотя и с меньшей эффективностью.

**Схемы двухконтурного тормозного гидропривода.** Наиболее простая схема двухконтурного гидропривода показана на рис. 3, а. Здесь применен главный тормозной цилиндр типа «Тандем», в котором имеются две секции с автономным питанием тормозной жидкостью. Передняя секция связана трубопроводом с задним тормозным контуром, а задняя — с передним контуром.

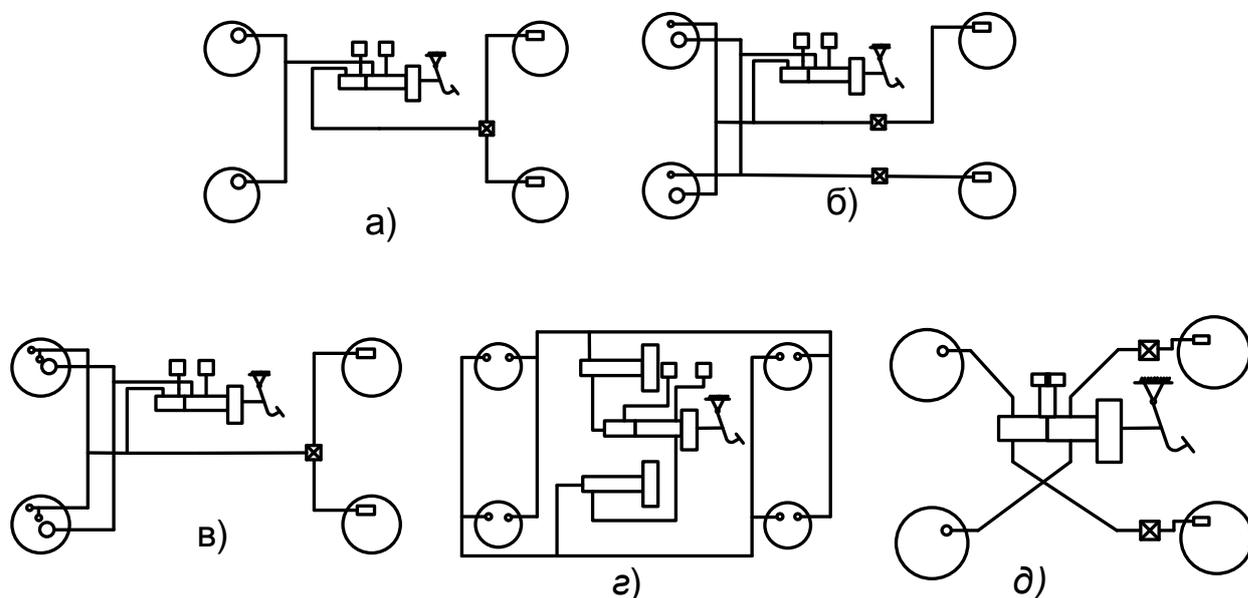


Рис. 3. Гидроприводы тормозных систем

В гидроприводе некоторых автомобилей рабочие цилиндры имеют резиновые предпоршневые манжеты. В расторможенном состоянии системы должно поддерживаться небольшое избыточное давление для того, чтобы манжеты были прижаты к стенкам цилиндра, и система оставалась герметичной - жидкость из нее не вытекала, а воздух в нее не попадал. В таких системах для этого в главном тормозном цилиндре обязательно устанавливают обратный клапан. Нагружающая пружина клапана рассчитана на поддержание заданного избыточного давления.

В тормозных системах, где применяются дисковые тормозные механизмы, недопустимо повышение давления в гидроприводе, когда система находится в расторможенном состоянии, так как это привело бы к постоянному соприкосновению колодок с тормозным диском. В качестве примера на рис. 3, б приведен главный тормозной цилиндр типа «Тандем». Обратный клапан в этих тормозных цилиндрах не устанавливают, и предпоршневые полости в расторможенном состоянии системы сообщены с питающей гидролинией через перепускной клапан, а герметизация рабочих цилиндров обеспечивается резиновыми уплотнительными кольцами. Связь с питающей гидролинией в расторможенном состоянии необходима, в частности, при тепловом

расширении жидкости. При торможении, когда поршни перемещаются влево, перепускные клапаны закрываются, герметизируя предпоршневые полости.

В данном тормозном приводе, как и в большинстве современных автомобилей, применяется регулятор тормозных сил, предотвращающий вероятность возникновения юза задних колес при торможении.

В некоторых тормозных системах с гидроприводом, где применяются тормозные механизмы — дисковые на передних колесах и барабанные на задних, в приводе к дисковым тормозным механизмам устанавливают «клапан задержки» для того, чтобы обеспечить одновременное начало торможения всех колес. Связано это с тем, что для прижатия колодок в барабанных тормозных механизмах необходимо вначале создать в приводе некоторое давление, чтобы преодолеть усилие стяжных пружин. В дисковых тормозных механизмах растормаживающие пружины отсутствуют.

Стремление обеспечить большую надежность тормозного привода привело к появлению более сложных схем. Так, например, в двухконтурном приводе на рис. 3, б один из контуров обеспечивает торможение всех колес при выходе из строя контура привода тормозных механизмов передних колес. Рабочие цилиндры контура привода средних колес имеют увеличенный диаметр.

Принципиально такая же схема приведена на рис. 3, в. В дисковых тормозных механизмах передних колес установлены в каждом по три рабочих тормозных цилиндра (плавающая скоба), причем передний контур воздействует на два цилиндра в каждом тормозном механизме, параллельно соединенных между собой.

Еще более усложненная схема применяется на автомобилях высокого класса. На рис. 3, г приведена двухконтурная схема, где каждый контур, снабженный автономным вакуумным усилителем, обеспечивает торможение всех колес.

В последние годы получила распространение двухконтурная диагональная схема тормозного привода (рис. 3, д). По этой схеме один контур связывает тормозные механизмы левого переднего и правого заднего колес, а другой – правого переднего и левого заднего колес, при выходе из строя одного из контуров сохраняется 50 % тормозной эффективности (вместо 30 % по установленным нормам). Однако такая схема может применяться только при отрицательном плече обкатки управляемых колес, иначе автомобиль при торможении будет терять устойчивость в результате появления разворачивающего момента.

**Усилители тормозных гидроприводов.** На легковых автомобилях устанавливают, как правило, вакуумные усилители тормозного привода. На грузовых автомобилях, имеющих тормозной гидропривод, применяют как вакуумные, так и пневмоусилители.

Основные требования к "усилителю: обеспечение пропорциональности между усилием на тормозной педали и усилием, создаваемым усилителем (силовое следящее действие); возможность управления тормозной системой при выходе усилителя из строя или при неработающем двигателе.

Каждый усилитель включает исполнительное и следящее устройства. Исполнительное устройство может быть выполнено в виде мембранной или поршневой вакуумной камеры. Следящее устройство включает чувствительный элемент и два клапана – вакуумный и атмосферный. Чувствительный элемент может быть мембранным, рычажным, упругоэластичным. Следящее устройство в некоторых конструкциях размещается отдельно от исполнительного. Вакуумный усилитель, у которого привод к следящему устройству гидравлический, называют «гидровакуумный усилитель» («гидровак»), при механическом приводе следящего устройства – «вакуумный усилитель» («мастервак»). Главный тормозной цилиндр размещается в большинстве случаев в одном агрегате с усилителем, а иногда отдельно от него.

На рис. 4 представлены схема гидровакуумного усилителя с мембранной камерой (с обратным клапаном 11) и мембранным следящим устройством. Когда усилие на тормозной педали отсутствует, в обеих полостях мембранной камеры 1 создается

одинаковый вакуум, так как мембрана 7 следящего устройства пружиной отжата вниз и вакуумный клапан 6 открыт, а атмосферный клапан 5 пружиной 4 прижат к седлу. При торможении, когда под действием усилия тормозной педали создается давление в подводящей гидролинии, поршень 8 следящего устройства вместе с мембраной 7 перемещается вверх, закрывая вакуумный клапан 6 и открывая атмосферный клапан 5. Вакуум в левой полости камеры 1 уменьшается, а при определенном усилии на тормозной педали давление может стать равным атмосферному. Разность давлений, действующих на мембрану 2, создает усилие на штоке, связанном с мембраной (а, следовательно, и на поршне 10 гидроцилиндра усилителя), которое складывается с усилием, создаваемым давлением жидкости, при воздействии на тормозную педаль. Следящее действие обусловлено способностью мембраны 7 самоустанавливаться в равновесное состояние, когда усилие на тормозной педали постоянно. Этому соответствует положение, при котором вакуумный клапан 6 и атмосферный клапан 5 закрыты.

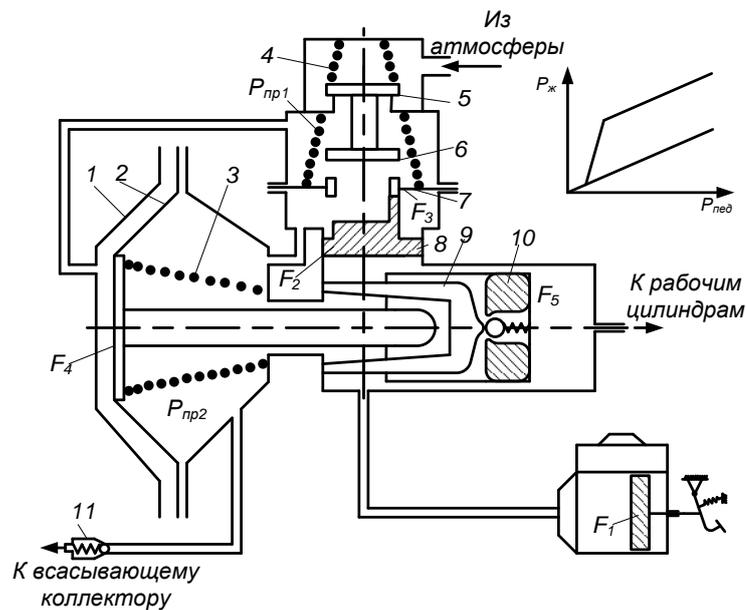


Рис. 4. Гидровакуумный усилитель сцепления

Уравнение равновесия мембраны следящего устройства (без учета трения и реакции клапанов)

$$(p_1 - p_2)F_3 + P_{np1} - p_{ж1}F_2 = 0,$$

где  $p_1$  — давление воздуха над мембраной 7;  $p_2$  — вакуум под мембраной, равный вакууму во всасывающем коллекторе (расчетное давление 0,05 МПа);  $F_3$  — активная площадь мембраны 7;  $P_{np1}$  — усилие пружины мембраны;  $p_{ж1} = P_{пед}u_{пед} / F_1$  — давление жидкости, создаваемое педальным приводом в главном цилиндре ( $P_{пед}$  — усилие на тормозной педали;  $u_{пед}$  — передаточное число педального привода;  $F_1$  — площадь поршня главного цилиндра);  $F_2$  — площадь поршня 8 следящего устройства.

Найдем значение разности давлений

$$p_1 - p_2 = (P_{пед}u_{пед}F_2 / (F_1F_3) - P_{np1} / F_3)$$

Такая же разность давлений образуется и в мембранной камере 1.

Суммарная сила, действующая на поршень 10 гидроцилиндра усилителя:

$$(p_1 - p_2)F_4 - P_{np2} + p_{ж1}F_1 = p_{ж2}F_5.$$

где  $F_4$  — активная площадь мембранной камеры 1;  $P_{np2}$  — усилие пружины 3;  $p_{ж2}$  — давление жидкости в правой полости гидроцилиндра;  $F_5$  — площадь поршня гидроцилиндра усилителя.

## Тема 2.5: Особенности конструирования гидропривода

**Тормозной гидропривод** (рис. 5). При служебных торможениях давление жидкости тормозном приводе лежит в пределах 1...6 МПа. В случае экстренного торможения давление жидкости может подняться до 10 МПа, а в гидроприводе высокого давления - до 15 МПа и выше.

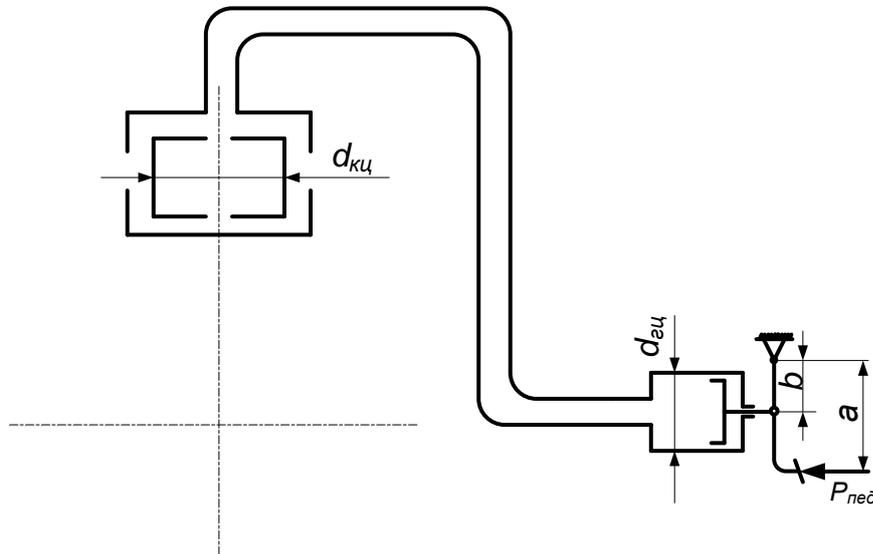


Рис. 5. Расчетная схема тормозного гидропривода

Усилие на педали можно вычислить исходя из максимального давления в приводе:

$$P_{пед} = \pi d_{г.ц}^2 p' / (4 u_{п.п} \eta_{п.п}),$$

где  $p'$  — давление жидкости в приводе при экстренном торможении;  $d_{г.ц}$  - диаметр главного цилиндра;  $u_{п.п}$  - передаточное число педального привода ( $u_{п.п} = a/b$ );  $\eta_{п.п}$  - коэффициент полезного действия привода ( $\eta_{п.п} = 0,92...0,95$ ).

При этом усилии, создаваемое рабочим цилиндром на тормозные колодки

$$P = P' = P'' = p'_{ж} \pi d_{р.ц}^2 / 4,$$

где  $d_{р.ц}$  - диаметр рабочего цилиндра,  $d_{р.ц} = (0,9...1,2) d_{г.ц}$ .

Усилие на тормозной педали можно также определить исходя из максимально возможного по условиям сцепления колеса с дорогой тормозного момента колеса  $M_{торм.макс} = R_z \varphi r_d$ . Найдя приводные силы  $P'$  и  $P''$  и разделив на общее передаточное число привода (гидравлической и механической частей), можно определить усилие на педали (при равных приводных силах):

$$P_{пед} = P d_{г.ц}^2 / u_{п.п} d_{р.ц}^2.$$

Ход педали зависит от числа тормозных механизмов и общего передаточного числа тормозного привода. Для двухосного автомобиля ход педали рассчитывается по формуле

$$S_{пед} = \frac{2d_{р.ц.п}^2 (\delta'_n + \delta''_n) + 2d_{р.ц.з}^2 (\delta'_z + \delta''_z)}{d_r^2} u_{п.п} \eta_0 + \delta_0,$$

где  $d_{р.ц.п}$  - диаметр рабочих цилиндров тормозов передних колес;  $d_{р.ц.з}$  - диаметр рабочих цилиндров задних колес;  $\delta'_n, \delta''_n, \delta'_z, \delta''_z$  - перемещения поршней под действием сил  $P'$  и  $P''$ ;  $\eta_0$  - коэффициент, учитывающий объемное расширение привода (в основном резиновых трубопроводов),  $\eta_0 = 1,05... 1,1$ ;  $\delta_0$  - холостой ход педали.

Полный ход педали должен также включать запас хода, компенсирующий износ накладок (до упора педали в пол). Для легковых автомобилей полный ход педали не должен превышать 150 мм (запас должен составлять 30...40 % полного); усилие на тормозной педали  $P_{пед} < 500$  Н.

## Проектный расчет элементов гидропривода тормозов автомобиля

В основу данного расчета положена идеализированная расчетная схема, наиболее характерный вариант которой представлен на рис. 5.

Базовым проектным параметром при обосновании компонентов рассматриваемого гидропривода является диаметр главного тормозного цилиндра  $d_{ГЦ}$  (м), равный

$$d_{гц} = \sqrt{\frac{4P_{ПЕД}U_{ПЕД}\eta_{ПП}}{\pi P'_{ж}}}. \quad (1)$$

В данной формуле имеем

$$U_{ПЕД} = a/b \quad (2)$$

передаточное число педального привода (см. рис.1), обычно равно 3...4;

$\eta_{ПП}$  – коэффициент полезного действия педального привода, 0,92...0,95;

$P_{ПЕД}$  – проектное значение усилия на педали тормоза, для легковых автомобилей 80...100 Н, для грузовиков 150...200 Н;

$P'_{ж}$  – давление жидкости в гидросистеме при экстренном торможении, 10 МПа (при служебном торможении 4...6 МПа).

Диаметр колесных тормозных цилиндров оценивается по формуле

$$d_{КЦ} = (0,9...1,2) d_{ГЦ}, \quad (3)$$

но более точно может быть определен так

$$d_{КЦ} = \sqrt{\frac{U_c d_{ГЦ}^2}{8U_{ПЕД}}}, \quad (4)$$

где  $U_c$  – общее силовое передаточное число гидравлического привода тормозов, составляет 30...40 для легковых автомобилей и 50...60 для грузовых.

Компоновочный ход полный педали тормоза принимают по расчету

$$S = U_{ПЕД} d_{ГЦ}. \quad (5)$$

Из функциональных свойств гидравлического привода тормозных механизмов автомобиля наиболее значимым является процесс, названный «задачей о трех сообщающихся сосудах».

Исходная предпосылка данной задачи состоит в том, что при равновесии гидросистемы, давление в любом ее месте всегда будет одинаковым. Под действием усилия  $F$  на поршень центрального (главного) цилиндра (рис. 6) первоначально поршни в боковых (колесных) цилиндрах преодолевают зазоры  $l$  и  $2l$ . В результате давление на указанные поршни возникает одновременно, т.е. усилия к исполнительным элементам колесного тормоза – колодкам прикладывается одновременно при разных зазорах в тормозных механизмах. Поэтому, например, основная причина разброса величин тормозных сил на колесах моста автомобиля не в разных значениях зазоров, а в состоянии поверхностей фрикционных пар и ступичных узлов. Рассмотренные зазоры сами по себе влияют, прежде всего, на быстродействие всего гидравлического привода тормозов автомобиля.

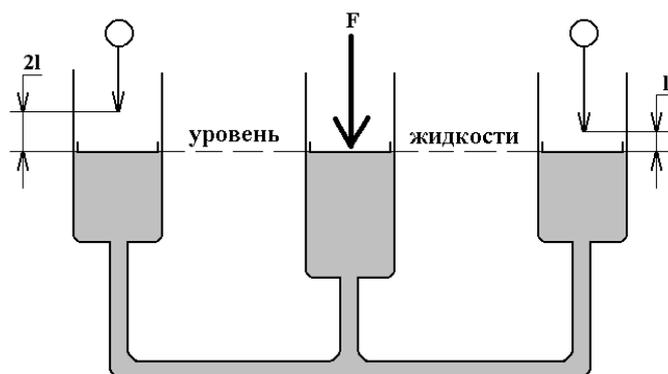


Рис.6. Схема к «задаче о трех сообщающихся сосудах»

## Проектная оценка параметров гидроусилителя рулевого управления

Проектный расчет элементов гидравлического усилителя рулевого управления основывается на следующей зависимости подачи насоса  $Q_H$  (см<sup>3</sup> за один оборот ведущего вала) от основных параметров гидропривода

$$Q_H = \frac{S_{ГЦ} L_{ГЦ} m_{PK}}{\left[ 30 \alpha_{MAX} \eta_H \left( 1 + \frac{\Delta_3}{\eta_H} \right) \right]}, \quad (6)$$

где  $S_{ГЦ}$  – площадь поршня исполнительного гидроцилиндра привода, см<sup>2</sup>;

$L_{ГЦ}$  – максимальный рабочий ход штока гидроцилиндра, см;

$m_{PK}$  – максимальная частота вращения рулевого колеса, 70...100 мин<sup>-1</sup>;

$\alpha_{MAX}$  – угол поворота рулевого колеса между крайними положениями, 9,4...13 рад;

$\eta_H$  – объемный коэффициент полезного действия (КПД) насоса, 0,7...0,8;

$\Delta_3$  – коэффициент утечек золотника гидрораспределителя привода, 0,99...0,995.

Например, на минимальных устойчивых частотах вращения коленчатого вала двигателя автомобиля 500...1000 мин<sup>-1</sup> подача насоса может составлять 6...60 л/мин. В режиме нормального функционирования рабочее давление в гидроприводе усилителя рулевого управления может варьироваться в пределах 6...10 МПа. При этом двигатель автомобиля затрачивает на работу гидроусилителя от 2 до 4 % своей эффективной мощности.

## Основы расчета проектных параметров гидроподъемника кузова автомобиля-самосвала

В основу расчета положены схемы на рис. 7.

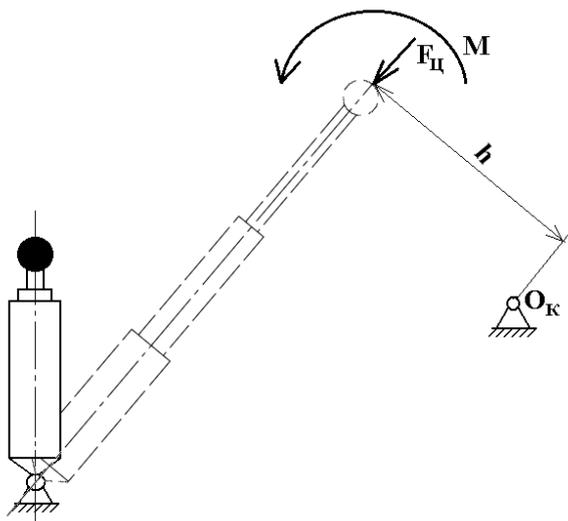


Рис.7. Расчетная схема гидроподъемника кузова автомобиля-самосвала

При подъеме кузова в процессе разгрузки происходит выдвигание штоков гидроцилиндра и одновременный поворот грузовой платформы относительно шарнира  $O_K$ .

В общем виде нагрузка  $F_{Ц}$  (Н) гидроцилиндра подъема кузова равна

$$F_{Ц} = \frac{M}{nh}, \quad (7)$$

где  $M$  – момент, действующий в гидромеханизме подъема от веса груза и кузова, Нм;

$n$  – число гидроцилиндров;

$h$  – плечо действия усилия гидроцилиндра подъема, в общем случае текущее, м.

По исходной компоновке кузова и гидроподъемника определяется число ступеней гидроцилиндра. Зная текущее изменение параметров расчета  $M$  и  $h$ , оцениваются величины давления  $P_i$  (Па) при срабатывании соответствующих ступеней

$$P_i = \frac{F_{ц}}{S_{ц}}, \quad (8)$$

где  $S_{ц}$  – площадь поршня соответствующей ступени гидроцилиндра,  $m^2$ .

Скорость выдвигания штоков цилиндра  $V_i$  (м/с) можно оценить по формуле

$$V_i = \frac{Q_H}{S_{ц}}, \quad (9)$$

где  $Q_H$  – подача насоса,  $m^3/c$ .

Для расчета затрат мощности  $N_H$  (кВт) на действие гидросистемы подъема кузова самосвала возможно использование формулы

$$N_H = \frac{Q_H P_H}{10^3 \eta_H}, \quad (10)$$

где  $P_H$  – рабочее давление в гидросистеме, Па.

Телескопическая конструкция гидроцилиндра подъема кузова самосвала накладывает отпечаток на характер протекания процесса в гидросистеме в ходе разгрузки. В частности, первоначально, в начале подъема, выдвигается первая ступень, имеющая максимальный диаметр и  $S_{ц}$ .

Затем вторая, меньшего диаметра и так далее. Начало выдвигания очередной ступени сопровождается пиком давления в гидроприводе, что естественно снижает его надежность и создает дополнительную динамическую нагруженность металлоконструкции самосвала (кузов и рама). Это является отрицательными сторонами данных устройств. На рис. 8 представлена качественная интерпретация процесса изменения давления в трехступенчатом гидроцилиндре подъема кузова при разгрузке самосвала.

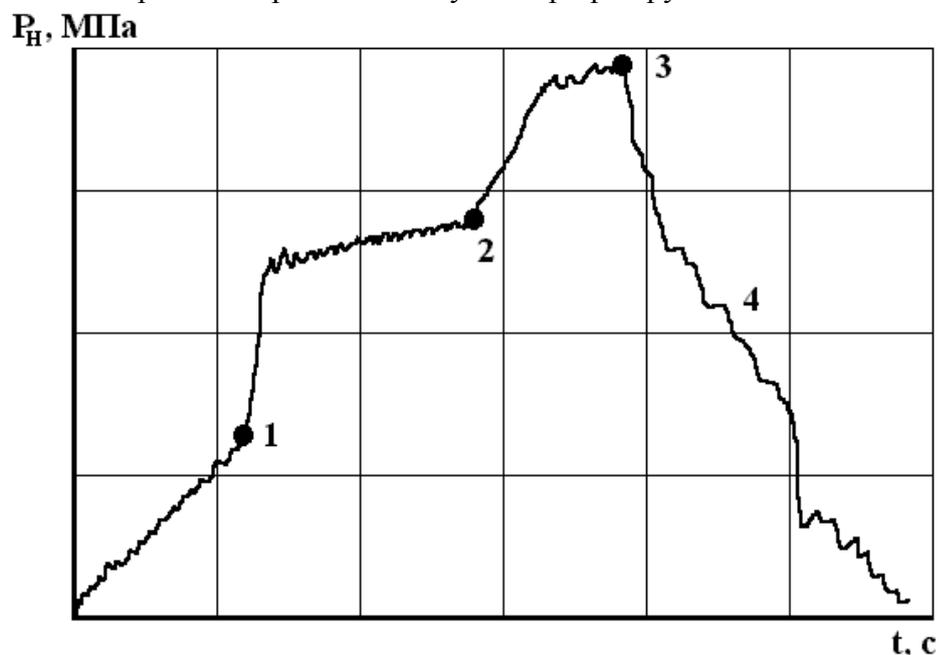


Рис. 8. Качественный характер процесса в гидросистеме трехступенчатого цилиндра подъема кузова самосвала: 1 – выдвигание штока первой ступени; 2 – второй ступени; 3 – третьей ступени; 4 – разгрузка кузова

Максимальные величины давления жидкости в гидроподъемниках современных автомобилей-самосвалов могут достигать 15...25 МПа.

## **Тема 3.1: Пневматический привод: основные физические свойства воздуха. Разновидности механизмов пневмоаппаратов**

### **3.1.1 ТРЕБОВАНИЯ К ПНЕВМАТИЧЕСКОМУ ТОРМОЗНОМУ ПРИВОДУ**

Основной задачей пневматического тормозного привода является передача энергии от её источника к тормозным механизмам и управление этой энергией таким образом, чтобы торможение имело заданную эффективность. Для успешного решения этой задачи пневмоприводу, исходя из специфики своего энергоносителя (сжатого воздуха) приходится выполнять целый ряд функций, определяющих структуру и конструкцию привода.

### **3.1.2 ФУНКЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА**

Пневмоприводом и источником энергии автомобильного тормозного управления осуществляются следующие процессы и действия:

1. подготовка сжатого воздуха, состоящая в его отборе из окружающей атмосферы, сжатии, очистке от загрязнений, образовании запасов сжатого воздуха в ресиверах и регулировании давления в них таким образом, чтобы, во-первых, запас своевременно и до нужного уровня пополнялся, во-вторых, не был чрезмерным во избежание перегрузок;
2. распределение сжатого воздуха по контурам и их защита. Специальными аппаратами привод из соображений безопасности разделяется на несколько автономных контуров, обычно имеющих свой запас сжатого воздуха; связь контуров между собой обеспечивается так, чтобы при отказе одного или нескольких контуров оставшиеся исправными могли бы работать. Кроме этого, пневмопривод защищает тормозные механизмы от одновременного срабатывания нескольких тормозных систем, предохраняет некоторые магистрали от противотока сжатого воздуха и т. п.;
3. передача энергии от её источника к тормозным механизмам, в процессе которой привод должен обеспечивать коммутацию пневмоаппаратов, отбор сжатого воздуха, ускорение его подачи и выпуска и, наконец, связь в одно целое тормозного управления тягача и прицепов;
4. управление энергией в процессе передачи, что означает обеспечение с определенной точностью заданной связи между выходным параметром привода (усилием на штоке колёсного тормозного аппарата или другого исполнительного органа) и его входным сигналом (например, усилием на тормозной педали). Чаще всего эта связь является аналоговой\* и называется *следающим действием*. В ряде случаев привод корректирует следующее действие по вертикальной нагрузке на мост автомобиля, по давлению в приводе, по угловой скорости колёс;
5. контроль работоспособности тормозного привода и сигнализация о его состоянии. Постоянно контролируется давление в ресиверах основных контуров, подаётся сигнал об этом водителю, с помощью стоп-сигнала производится оповещение водителя и тех, кто следует за автомобилем, о торможении последнего. Предусмотрено подключение к тормозному приводу внешних диагностических средств.

### **3.1.3 ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПНЕВМАТИЧЕСКОМУ ТОРМОЗНОМУ ПРИВОДУ**

Пневматический тормозной привод является объектом стандартизации во всех странах с развитой автомобильной промышленностью и даже на международном уровне. В основополагающем международном регламенте по автомобильным тормозам – Правилах № 13 ЕЭК ООН из десяти технических приложений шесть прямо или косвенно относятся к пневматическим тормозам. Поэтому требования, которым современный привод

---

\* Различают два вида взаимосвязи входных и выходных параметров тормозных аппаратов: аналоговую, при которой плавное изменение входного сигнала сопровождается плавным же изменением выхода, и релейную, когда выходной сигнал изменяется скачком.

должен отвечать, апробированы и конкретны.

**Требования к запасу сжатого воздуха.** Конструкция пневматического тормозного привода должна предусматривать очистку сжатого воздуха от твёрдых и жидких загрязнений (пыли, влаги, масла и т. п.). Особым условием является удаление из ресиверов водяного конденсата и предупреждение его замерзания в тех местах привода, где это может отрицательно сказаться на работоспособности тормозов.

**Таблица 1. Нормативное время заполнения сжатым воздухом ресивера, находящегося в наихудших условиях, мин.**

Вид автотранспортного средства	$\tau_{0,65}$	$\tau_{II}$
Средство, не предназначенное для буксирования прицепа	3	6
Тягач	6	9
Средство, имеющее специальный ресивер для нетормозных потребителей, объем которого более 20% суммарного объема тормозных ресиверов	8	11

- у автотранспортных средств – тягачей дополнительно к этому давление в управляющей магистрали после упомянутых восьми торможений не должно быть меньше половины значения, полученного после первого торможения;
- у прицепных автотранспортных средств после восьми таких торможений давление в ресиверах рабочей тормозной системы не должно быть ниже половины значения, полученного после первого торможения.

**Требования к распределению сжатого воздуха по контурам и их защите.** Современные пневмоприводы тормозов включают в себя элементы, которые в неблагоприятных условиях могут быть разрушены. Например, двигаясь по бездорожью, можно зацепить и разорвать тормозной шланг. Естественно, нельзя допустить, чтобы подобное происшествие вывело из строя всю рабочую тормозную систему. Поэтому последняя конструктивно делится на несколько *контуров* – независимых частей тормозной системы, каждая из которых способна осуществить торможение при отказе остальной части системы. Сделать это можно, например, накапливая сжатый воздух в двух ресиверах, обслуживающих соответственно тормоза переднего и заднего мостов. Если в приводе одного из мостов произойдет отказ, то специальный аппарат отсечёт соответствующий ресивер от компрессора и тормозов второго моста, позволяя последним останавливать автомобиль (естественно, с меньшей эффективностью). При наличии на автомобиле специальной запасной тормозной системы её эффективность должна быть не менее 30 % предписанной.

Поскольку контурность тормозной системы реализуется её приводом, обычно говорят о контурах привода. Стандарты предписывают разделять на контуры пневмоприводы автотранспортных средств категорий *M* (пассажирские), *N* (грузовые) и *O*<sub>4</sub> (прицепы и полуприцепы полной массой свыше 10 т). Для полуприцепа это не обязательно, если его рабочая система независима от рабочей тормозной системы тягача.

На моторных транспортных средствах разделение контуров происходит за компрессором и аппаратами подготовки сжатого воздуха. Отказ в этой общей для всего привода части приводит лишь к тому, что имеющийся в контурах запас воздуха не будет пополняться, но в пределах этого запаса можно осуществить определённое количество нормальных по эффективности торможений.

Несколько иное дело на прицепе. Разделение на контуры их привода осуществляется за соединительными магистралями, число которых по соображениям экономии и удобства в эксплуатации ограничено. И отказ в этих магистралях приводит к прекращению нормального функционирования всего привода прицепа. Поэтому, строго говоря, контуры прицепных автотранспортных средств таковыми не являются.

Что касается требований к контуру стояночной тормозной системы с пружинными энергоаккумуляторами, то он должен иметь автономный ресивер, из которого нельзя отбирать воздух для других целей. Это не распространяется на прицепы и на пружинные энергоаккумуляторы с питанием от двух независимых ресиверов.

Второе важное требование безопасности касается аварийного расцепления автопоезда. Стандарты предписывают, что в случае отрыва прицепа (кроме одноосных, чья полная масса менее 2,5 т) он должен автоматически затормаживаться. Интенсивность такого торможения не оговорена, но современными средствами при этой ситуации осуществляется полное экстренное торможение прицепа.

Отрыв прицепа не должен приводить к истощению запасов сжатого воздуха на тягаче. Поэтому требуется, чтобы в этом случае давление в ресиверах рабочей тормозной системы тягача не было бы меньше 80 % нижнего предела регулирования, т. е. менее 5,2 кгс/см<sup>2</sup>. Отрыв прицепа – происшествие достаточно редкое и существует опасность, что устройство, предназначенное специально для этой ситуации, в нужный момент может не сработать из-за старения уплотнений, «слипания» деталей вследствие коррозии и т. п. По этой причине ГОСТ 4364-81 предписывает, чтобы автоматическое затормаживание оторвавшегося прицепа не производилось устройством, неисправность которого может остаться незамеченной в связи с тем, что его детали, находящиеся обычно в нерабочем положении, начинают функционировать только в случае выхода из строя тормозного привода.

Ещё одно требование касается использования источника энергии тормозного привода для питания нетормозных потребителей, число которых может быть весьма велико: пневмоподвеска, система открывания дверей, управление коробкой передач и т. п. Эти устройства допускается подключать к ресиверам тормозного управления, если их применение или неисправность не приводят при отключенном компрессоре к падению давления в этих ресиверах ниже 80 % нижнего предела регулирования и к включению пружинных энергоаккумуляторов запасной тормозной системы.

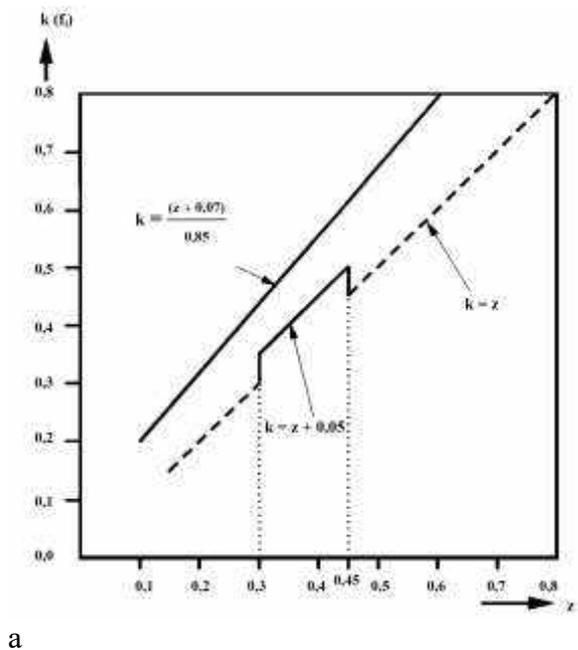
**Требования к передаче энергии и управлению ею при передаче.** В этом плане регламентированы требования к приводу рабочей тормозной системы, приводу пружинных энергоаккумуляторов, а также соединению тормозных магистралей тягача и прицепа.

Четко задачи привода в распределении тормозных сил сформулированы Приложением 10 к Правилам № 13 ЕЭК ООН. Этот регламент устанавливает нормативные соотношения между удельными тормозными силами передней и задней осей двухосного автомобиля, а также зависимости между относительным замедлением тягача или прицепа и давлением в управляющей магистрали, что служит критерием совместимости тягача и прицепа в одном автопоезде.

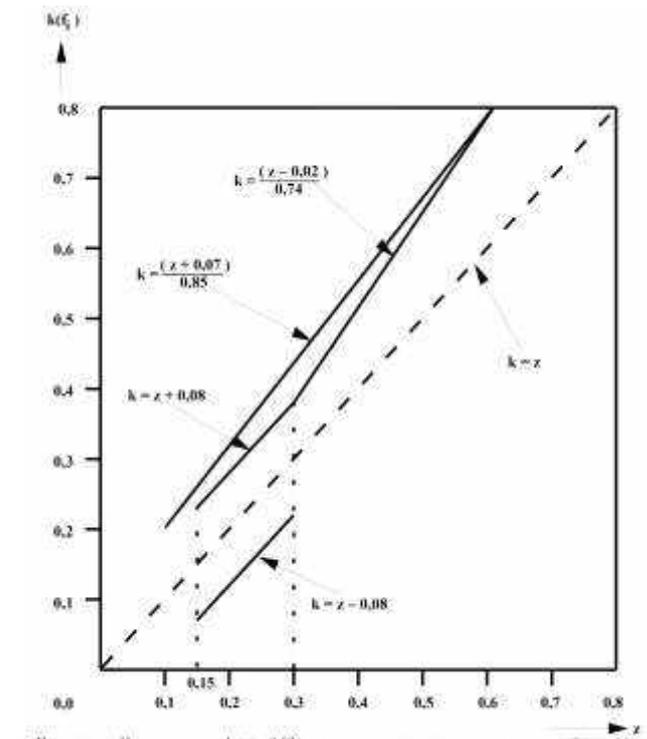
**Удельной тормозной силой  $q$**  моста называется отношение суммарной тормозной силы, развиваемой его колёсами, к вертикальной нагрузке на мост. **Относительное замедление  $u$** , называемое также **коэффициентом торможения** – это отношение замедления автомобиля к ускорению свободного падения, равного 9,81 м/с<sup>2</sup>. Нарастание давления в приводе приводит в нормальных условиях к росту замедления автомобиля и к росту удельных тормозных сил переднего ( $k_1$ ) и заднего ( $k_2$ ) мостов. У этого процесса есть две следующие особенности.

1. Нарастание параметров  $k_1$  и  $k_2$  связано с коэффициентом нелинейными зависимостями (рис. 1, а). Допустив, что соотношение передних и задних тормозных сил, коэффициент трения в тормозных механизмах, КПД их разжимных устройств постоянны, что колебаний кузова нет и все процессы стационарны. Нелинейность функции  $k_i = k(z)$  вызвана тем, что при торможении вертикальная нагрузка на передний мост автомобиля увеличивается, а на задний – уменьшается пропорционально замедлению.

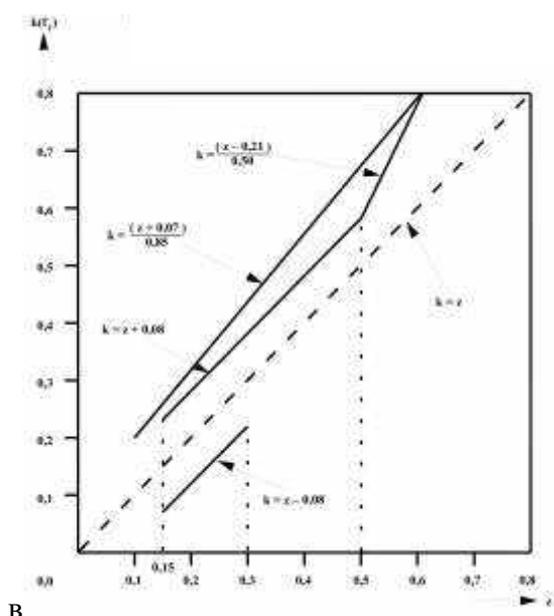
2. Возрастание удельных тормозных сил возможно лишь до определённой степени. По своему физическому смыслу параметр  $q$  очень близок к коэффициенту сцепления колёс с дорогой  $\phi$  и не может превысить его предельных значений. Поэтому, если давление в тормозном приводе станет больше некоторой величины, колёса заблокируются, т. е. перестанут вращаться при движущемся автомобиле. Эта ситуация чрезвычайно опасна, так как автомобиль с заблокированными колёсами останавливается с меньшим замедлением и склонен к потере устойчивости.



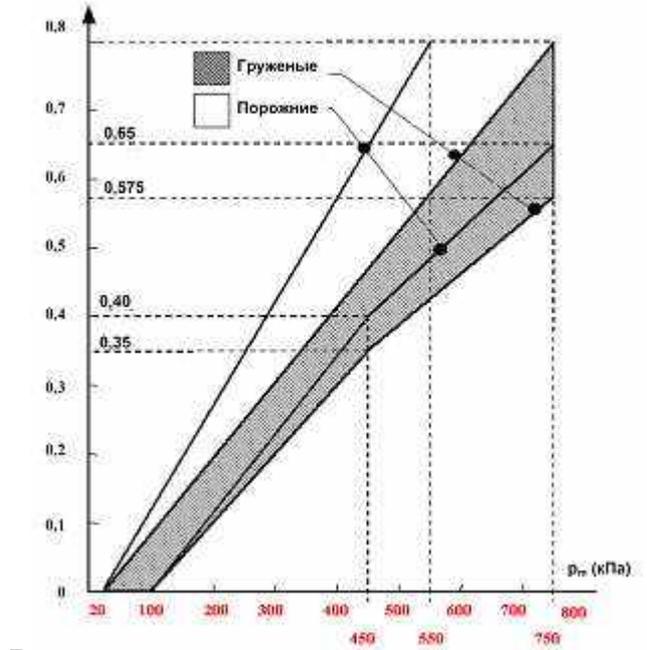
а



б Примечание: Нижняя граница  $k = z - 0,08$  неприменима к реализованным сцеплениям задней оси



в



г

Рис. 1. Требования ЕЭК ООН к распределению тормозных сил и совместности тягачей и прицепов, оборудованных пневматическим тормозным приводом:

*a* – типичная зависимость удельных тормозных сил  $q$  от относительного замедления  $u$  для двухосного автомобиля; *б* – требования к распределению тормозных сил; *в* – требования к совместности единиц прицепного автопоезда; *г* – требования к совместности единиц седельного автопоезда.

Требования Правил к распределению тормозных сил иллюстрируются рис. 1, б и могут быть сформулированы так:

- значения удельной тормозной силы любого моста АТС в любом весовом состоянии должны в диапазоне относительного замедления  $0,2 \leq \gamma \leq 0,8$  располагаться ниже прямой *1*;

- для всех весовых состояний АТС кривая  $q_1$  в диапазоне  $0,15 \leq \gamma \leq 0,3$  должна располагаться выше кривой  $q_2$ . Это требование считается выполненным, если, во-первых, обе кривые на интервале  $0,15 \leq \gamma \leq 0,3$  лежат между прямыми 2 и 3, а, во-вторых, для  $\gamma \geq 0,3$  кривая задней удельной тормозной силы лежит ниже прямой 4. Как видно из рис. 1, б, автомобиль, чьи зависимости  $q(\gamma)$  были показаны на рис. 1, а и здесь повторены, не удовлетворяет требованиям ЕЭК ООН, так как кривая  $q_2$ , во-первых, пересекает прямую 1 при  $\gamma = 0,66$ , во-вторых, лежит выше кривой  $q_1$  в интервале  $0,24 \leq \gamma \leq 0,3$  и при этом выходит за границу 4 при  $\gamma \geq 0,69$ .

Для того чтобы приблизить характеристики реального распределения тормозных сил к «идеальной» прямой 5 и удовлетворить тем самым предписания ЕЭК ООН, нужны специальные аппараты – регуляторы тормозных сил.

Совместимость в одном автопоезде тягачей и прицепов определяется, согласно Правилам № 13 ЕЭК ООН, положением графической зависимости относительного замедления тягача  $\gamma_T$  и прицепа  $\gamma_P$  от давления сжатого воздуха  $p_{сг}$ , измеренного в управляющей соединительной головке.

Несколько сложнее обстоит дело с полуприцепами. Для них положение зоны разрешенных значений параметра  $\gamma_P$  в функции давления  $p_{сг}$  меняется в соответствии с некоторыми конструктивными характеристиками. Исходное поле обозначено на рис. 1, г.

Нормируется также быстродействие аппаратов тягача, управляющих тормозами прицепа. Входным параметром и здесь берётся усилие на тормозной педали, а выходным – давление в соединительной головке  $p_{сг}$ , но так как на процессы в этом месте привода влияет и присоединенная к головке с другой стороны магистраль прицепа, последняя при испытаниях имитируется глухим отрезком трубопровода длиной 2,5 м и внутренним диаметром 13 мм. Давление измеряется в конце этого трубопровода. У тягачей с двухпроводным приводом время, прошедшее от начала нажатия на педаль до получения давления в управляющей головке, равного  $0,1 p_{сгmax}$ , не должно превышать 0,2 с, а до  $0,75 p_{сгmax} - 0,4$  с. У тягачей с однопроводным приводом при нажатии на педаль давление в соединительной головке уменьшается. Здесь задано время от начала нажатия до давления  $0,9 p_{сгmax}$  не более 0,2 с, время до давления  $0,25 p_{сгmax}$  не более 0,4 с.

Для прицепов входной параметр – это давление в соответствующей соединительной головке, а выходной – в исполнительном органе. Нормативы быстродействия для двух- и однопроводного прицепов аналогичны нормативам для тягачей, но отсчитываются от момента, когда входное давление  $p_{сг}$  достигнет заданной величины. Время полного приведения в действие органа управления в обоих случаях не должно превышать 0,2 с.

Быстродействие привода важно не только при затормаживании АТС, но и при растормаживании: замедленный сброс давления может создавать удары в сцепных устройствах, повышать износ шин, а при блокировании колёс даже привести к потере устойчивости.

**Требования к пневмоприводу запасной тормозной системы.** Спецификой этой системы является использование пружинных энергоаккумуляторов. Требования сводятся к положениям:

- регулирование давления при работе привода должно быть плавным и обладать следящим действием (количественных определений этому стандарты не дают);
- давление в энергоаккумуляторах, при котором начинается торможение, не должно превышать 80 % нижнего предела регулирования, что предупреждает самопроизвольное включение тормозов при колебаниях давления в тормозном приводе.

**Требования к тормозному приводу автопоезда.** Важнейшим предписанием, влияющим на безопасность движения и структуру привода, является требование включения в следящем режиме рабочих тормозов прицепа при срабатывании любой тормозной системы тягача. У современных автопоездов доля груза, перевозимая на прицепе, очень велика. В этих условиях торможение только тягачом, во-первых, будет неэффективным, во-вторых, массивному прицепу будет легко, набегая, развернуть тягач, а это неизбежно при-

ведёт к тяжёлому ДТП. Что касается стояночного торможения, то тяжёлый автопоезд просто не удержат одним тягачом на предписанном уклоне 25 % (14 °).

Данное требование о включении тормозов прицепа при любом торможении может не соблюдаться при работе замедлителя тягача и при стояночном торможении автопоезда, если в кабине тягача есть автономный орган управления стояночной системой прицепа.

Для удобства составления и эксплуатации автопоездов стандартизовано расположение соединительных головок. Головка питающей магистрали двухпроводного привода располагается всегда справа от буксирного устройства при виде на АТС сзади, а управляющей – слева от него. Если привод комбинированный, то соединительная однопроводная головка на перспективных АТС ставится между питающей головкой и сцепным устройством. Головки различаются цветом: питающая – красная, управляющая – голубая, однопроводная – чёрная.

**Требования к контролю работоспособности пневматического тормозного привода и сигнализации о его состоянии.** Основное требование к системе контроля работоспособности тормозного пневмопривода – постоянно с момента включения электропитания (выключателем приборов или зажигания) автоматически контролировать давление сжатого воздуха на участке «ресивер – тормозной кран» любого контура рабочей тормозной системы. Если давление в ресивере ниже 65 % от верхнего предела регулирования, т. е. исходя из ГОСТ 4364-81 ниже 5,2 кгс/см<sup>2</sup>, об этом должен подаваться сигнал.

Сигнал о недостаточном давлении в ресивере подаётся, таким образом, и при подготовке автомобиля к троганию, пока ресиверы не заполнятся сжатым воздухом. Сигнал может быть, как световым (непрерывным или мигающим с частотой 0,5 – 2,5 Гц) красного цвета, так и звуковым (чаще всего применяют оба сигнала). Параллельно автоматическому контролю для ресиверов рабочей тормозной системы обязательно применяется визуальный контроль по манометрам.

Система контроля АТС с пневмоприводом тормозов подаёт сигналы о срабатывании тормозных систем: стоп-сигнал в любом случае торможения и сигнал водителю о срабатывании стояночного тормоза (мигание красной лампы, отличающееся от сигнала «падения давления в ресиверах») и вспомогательной тормозной системы (жёлтая лампа). Последнее не требуется, если водитель для торможения замедлителем должен постоянно прикладывать мускульное усилие. Системы контроля должны быть особенно надёжными.

**Требования к надёжности пневматического тормозного привода.** Каких-либо значений показателей надёжности пневмоприводу стандарты не предписывают. Есть лишь общее указание о том, что привод должен обеспечивать надёжность работы тормозного управления в течение всего срока службы АТС, и указание о том, что тормозная педаль и её кронштейн, тормозной кран и его связь с педалью, воздухораспределитель не должны выходить из строя по поломкам на протяжении всего срока службы АТС. В какой-то мере требованием к надёжности пневмопривода можно считать норматив его герметичности. Норматив задан ГОСТ 4364-81 и определяет, что падение давления в ресиверах привода при неработающем компрессоре не должно быть более 0,5 кгс/см<sup>2</sup> от нижнего предела регулирования  $p_n = 6,5$  кгс/см<sup>2</sup> за 30 мин. при отпущенной тормозной педали и за 15 мин. при её полном нажатии.

### 3.1.4 СТРУКТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Необходимость реализовать указанные выше функции и выполнить перечисленные требования предопределяет достаточно сложную структуру современного тормозного пневмопривода. Схематически эта структура показана на рис. 2. Следует отметить, что в эту схему условно (что показано пунктирной линией связи) включён источник энергии, не относящийся согласно стандарту к приводу. Это сделано потому, что в пневмоприводе и источник, и сам привод – орган управления, передаточный механизм – неразрывно связаны в одну функционально-конструктивную систему, которую целесообразно описывать как единое целое. По этой же причине привод, структурно являющийся частью отдельной

тормозной системы, не разбит на приводы рабочей, стояночной и других систем, а показан единым.

**Источник энергии** образован целой группой аппаратов, выполняющих функцию подготовки энергоносителя. Это компрессор, сжимающий воздух, аккумуляторы сжатого воздуха – ресиверы, группа аппаратов, регулирующих его запас (регулятор давления, предохранительный клапан), группа аппаратов, очищающих сжатый воздух (фильтры, влагомаслоотделители, осушители, предохранители от замерзания, устройства для сброса конденсата). Сюда же можно отнести и защитную группу аппаратов, реализующую функции распределения сжатого воздуха по контурам и защиты отдельных участков привода от разгерметизации, перегрузок и пр.

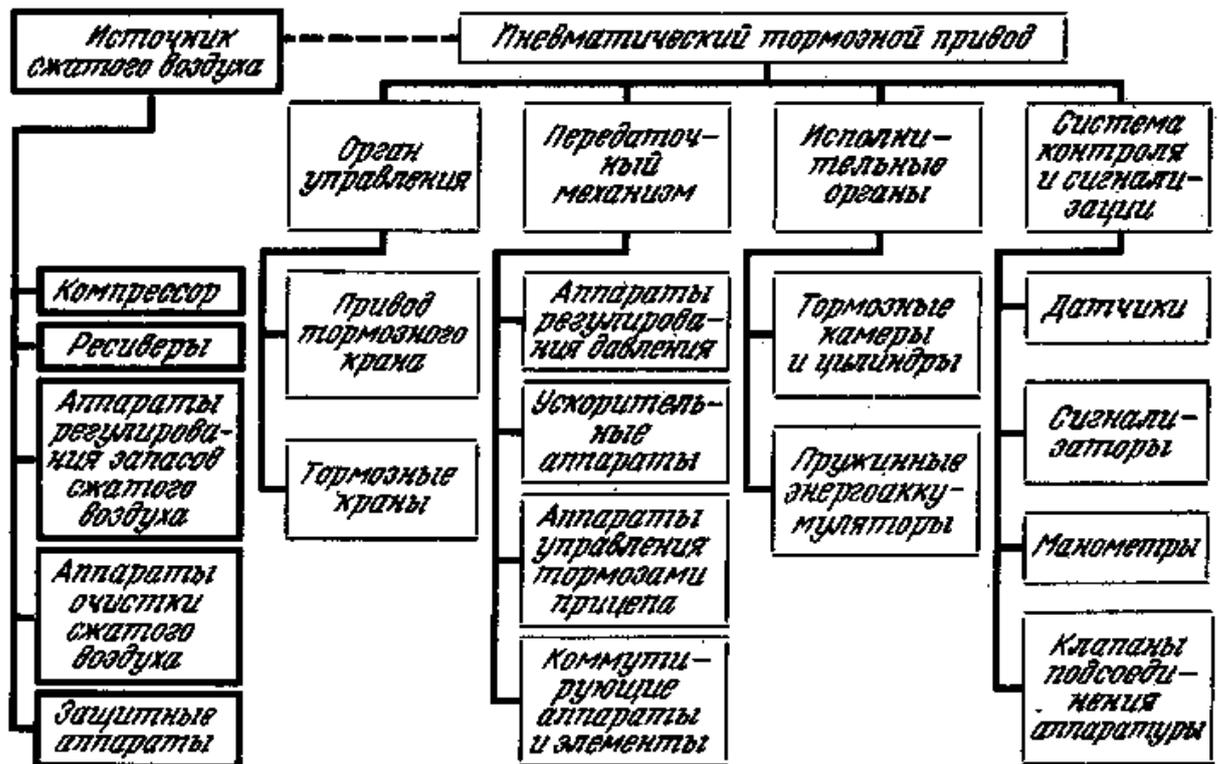


Рис. 2. Структурная схема пневматического тормозного привода

Собственно, пневматический тормозной привод образован тремя группами аппаратов. Первый структурный элемент привода – **орган управления** – составляют тормозные краны всех тормозных систем АТС и их привод. Самая многочисленная группа аппаратов объединена в передаточном механизме привода. Сюда входят аппараты регулирования давления (регуляторы тормозных сил, модуляторы АБС, режимные краны и пр.), ускорительные аппараты (клапаны ускорительные и быстрого растормаживания), группа аппаратов, управляющих торможением прицепных АТС (клапаны управления тормозами прицепа с одно- и двухпроводным приводом, воздухораспределители, электромагнитные клапаны и пр.), группа аппаратов и элементов, коммутирующих части тормозного привода (двухмагистральные клапаны, соединительные головки, шланги и трубопроводы, арматура). Третья группа аппаратов, входящая непосредственно в привод, это **исполнительные органы**: тормозные камеры и цилиндры, пружинные энергоаккумуляторы.

Помимо этих групп, к пневматическому тормозному приводу относится **система контроля работоспособности привода и сигнализации** о его состоянии.

Система состоит из датчиков (это аналоговые и релейные датчики давления), сигнализаторов (оптических – ламп, акустических – зуммеров), манометров и клапанов для подсоединения стационарной и бортовой аппаратуры.

### 3.1.5 ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОАППАРАТОВ

Работа практически всех аппаратов пневматического тормозного привода сводится к выполнению трёх функций: впуск, выдержка и выпуск сжатого воздуха. Для выполнения этих функций пневмоаппараты имеют два основных элемента:

- клапанную систему, предназначенную для открывания и закрывания прохода сжатого воздуха;
- следящий механизм, обеспечивающий пропорциональность между входным и выходным сигналами пневмоаппарата. Следящий механизм имеется в аналоговых пневмоаппаратах и отсутствует в релейных.

Еще одним общим элементом всех пневмоаппаратов являются уплотнения, обеспечивающие отсутствие утечки сжатого воздуха в подвижных и неподвижных соединениях аппаратов.

**Клапаны.** Клапанная система является важнейшим элементом пневмоаппарата. К ней предъявляются следующие требования:

- 1) высокая герметичность – утечка сжатого воздуха через закрытый клапан недопустима;
- 2) достаточное проходное сечение;
- 3) быстрое действие;
- 4) клапанная система при открытии должна обеспечивать скорейший проход нужного количества сжатого воздуха;
- 5) малая начальная нечувствительность. Уровень входного сигнала, обеспечивающего открытие или закрытие клапана, должен быть как можно меньше.

Рассмотрим работу клапанной системы и действующие на нее силы.

На рис. 3, а показана система с простым одинарным клапаном, выполняющая только одну функцию – впуск сжатого воздуха.

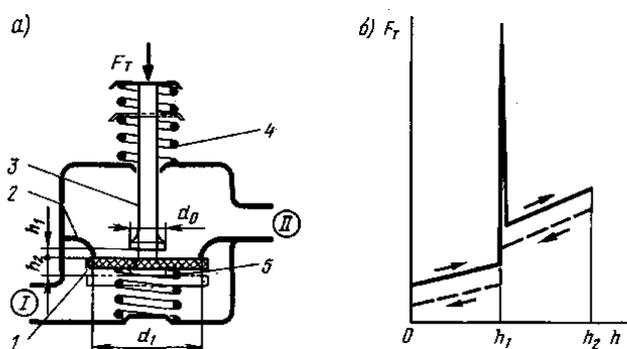


Рис. 3. Простой одинарный клапан: а – конструктивная схема; б – зависимость усилия на толкателе от хода

на.

Для открытия клапана 1 толкатель 3 должен переместиться вниз и преодолеть усилие прижатия клапана к седлу. Вследствие отрыва клапана от седла открывается проход сжатого воздуха от входа к выходу и на выходе устанавливается тоже давление  $p_1$ .

При этом усилие на толкателе, открывающее клапан и определяющее начальную нечувствительность, должно быть:

$$F_m = F_{кл} + F_{np2} = p_1 \pi d_1^2 / 4 + F_{np1} + F_{np2} \quad (1.1)$$

где  $F_{np2}$  – усилие пружины толкателя.

Зависимость усилия на толкателе от его хода при открывании приведена на рис. 3,

Под воздействием пружины 5 и давления воздуха  $p_1$  снизу клапан 1 прижимается к седлу 2, вследствие чего проход сжатого воздуха от входа I к выходу II перекрыт. Пружина 4 обеспечивает удержание толкателя 3 на некотором удалении от клапана 1, чтобы толкатель не нарушал герметичность соединения клапана с седлом. При этом усилие прижатия клапана к седлу:

$$F_{кл} = p_1 \pi d_1^2 / 4 + F_{np1},$$

где  $F_{np1}$  – усилие пружины клапана.

б. Как только клапан откроется, усилие резко уменьшится. Для того чтобы удерживать клапан открытым, требуется усилие:

$$F_{\tau} = F_{\text{пр.1}} + F_{\text{пр.2}} + \pi d_o^2 \rho_l / 4, \quad (1.2)$$

где  $d_o$  – диаметр толкателя.

Для закрытия клапана толкатель необходимо переместить вверх. Так как в любом движущемся механизме имеется трение, то зависимость усилия от хода при закрывании клапана (см. рис. 3, б), изображённая штриховыми линиями, лежит ниже, чем при открывании.

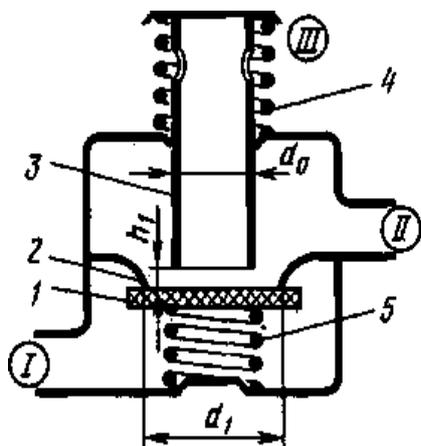


Рис. 4. Одинарный клапан двойного действия

Рассмотренная простая клапанная система применяется в тех пневмоаппаратах, где присоединённый к выходу потребитель при своей работе выбрасывает сжатый воздух в атмосферу (например, стеклоочиститель или звуковой сигнал). У большинства пневмоаппаратов клапанная система должна управлять не только подачей сжатого воздуха, но и выпуском его в атмосферу. Для выполнения этих двух функций применяется клапанная система двойного действия (рис. 4). Под воздействием пружины 5 и давления сжатого воздуха  $p_1$  снизу клапан прижимается к седлу 2, перекрывая проход сжатого воздуха от входа I к выходу II. В это время толкатель под воздействием своей пружины 4 находится в верхнем положении, вследствие чего выход II соединён с наружным воздухом через открытое выпускное седло толкателя 3, полый толкатель и атмосферный выход

III.

При перемещении толкателя вниз сначала выпускное седло толкателя 3 прижимается к клапану 1, вследствие чего выход II отделяется от атмосферного выхода III. При дальнейшем перемещении толкателя вниз клапан 1 отрывается от впускного седла, и сжатый воздух от входа I проходит к выходу II.

Для открытия такого клапана требуется то же усилие, что и для простого клапана, а в открытом состоянии на толкатель действует сила, определяемая по выражению (1.2).

При закрытии клапанной системы толкатель перемещается вверх, клапан 1 прижимается к выпускному седлу, вследствие чего будет перекрыто сообщение между входом I и выходом II. При дальнейшем движении толкателя 3 выпускное седло его оторвётся от клапана 1, и сжатый воздух из выхода II выйдет в атмосферный выход III.

Рассмотренная клапанная система, выполняющая две функции (впуск и выпуск сжатого воздуха), имеет один клапан с двумя седлами. Такой клапан называется одинарным. Его выпускное седло расположено внутри впускного ( $d_0 < d_1$ ) и имеет меньшее проходное сечение. В тех случаях, когда это нежелательно, применяют клапанную систему с двумя клапанами и двумя седлами, причём диаметры седел впускного и выпускного клапанов могут быть равны. Работает такая клапанная система аналогично описанной выше и для неё действительны выражения (1.1) и (1.2).

Для уменьшения начальной нечувствительности при сохранении больших проходных сечений используют клапанную систему двойного действия с тремя клапанами или систему с разгруженными клапанами.

Разгруженная клапанная система показана на рис. 5. Здесь на впускной клапан действует усилие:

$$F_{\text{кл}} = \pi p_1 (d_1^2 - d_2^2) + F_{\text{пр.1}},$$

где  $d_2$  – диаметр направляющей клапана 5, выходящей в атмосферу.

Работает разгруженная клапанная система так же, как и неразгруженная, только

выпуск в атмосферу производится через отверстие в клапанах. Однако усилие на толкателе 4, необходимое для открывания впускного клапана 1:

$$F_T = \pi p_1 (d_1^2 - d_2^2) / 4 + F_{пр.1} + F_{пр.2},$$

а для удержания клапана в открытом состоянии

$$F_T = \pi p_1 (d_2^2 - d_0^2) / 4 + F_{пр.1} + F_{пр.2}.$$

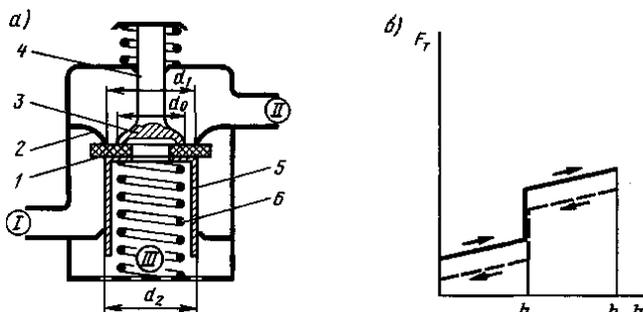


Рис. 5. Разгруженный одинарный клапан двойного действия:

а – конструктивная схема; б – зависимость усилия на толкателе от хода; I – вход сжатого воздуха; II – выход сжатого воздуха к потребителю; III – атмосферный выход; 1 – клапан; 2 – впускное седло; 3 – выпускное седло; 4 – толкатель; 5 – направляющая клапана; 6 – пружина

противление проходу сжатого воздуха, чем у клапанов другой формы. Для обеспечения герметичности посадка конического клапана на седло должна быть более точной, чем у плоского, так как седло цилиндрическое, а сечение конуса будет окружностью только в том случае, если оно перпендикулярно оси. У сферических клапанов легче обеспечить герметичную посадку, чем у конических, но конструктивно их трудно выполнить двойными. Несмотря на отмеченные отличия, в пневмоаппаратах применяются клапаны всех трех видов, хотя в последнее время предпочтение всё-таки отдаётся плоским.

**Материал клапана.** В настоящее время применяются резиновые клапаны, работающие в контакте с металлическими седлами. В отдельных случаях применяют металлические клапаны в контакте с резиновым или пластмассовым седлом.

**Количество клапанов в системе.** В системе может быть одинарный клапан, работающий с двумя седлами, или двойной (впускной и выпускной) клапан, каждый со своим седлом. Как исключение, применяются системы с тремя клапанами.

Надёжность работы клапана определяется его контактом с седлом. Клапан должен быть прижат к седлу с достаточным усилием, чтобы давление в контакте обеспечивало герметичность и в то же время не привело к повреждению клапана. В связи с необходимостью уменьшить начальную нечувствительность клапанной системы стремятся к уменьшению площади контакта клапана с седлом, для чего повышают твердость резины клапана, выполняют на плоских клапанах специальные выступы, уменьшают ширину седла. Однако при этом возможно снижение долговечности клапана.

**Следящие механизмы.** Следящий механизм реализует определяемую функцией пневмоаппарата заданную зависимость между управляющим сигналом на входе (силой или давлением) и выходным сигналом (обычно давлением), т.е. осуществляет следящее действие пневмоаппарата.

Простейший следящий механизм показан на рис. 6. При приложении управляющего усилия  $F$  поршень 6 перемещается вниз, преодолевая усилие пружины 4. Сначала толкатель 5 прижимает выполненное на нём выпускное седло 7 к клапану 2, отделяя выход II от атмосферного выхода III, а затем отрывает клапан 2 от впускного седла 3, преодолевая усилие пружины 1. Сжатый воздух поступает через клапан 2 от входа I к выходу II и од-

Клапанные системы, применяемые в аппаратах автомобильного пневматического тормозного привода, весьма многообразны по конструкции. Их можно классифицировать по следующим признакам.

**Форма клапана.** Клапаны бывают плоские (в виде диска), конические и сферические. Плоские клапаны – самые простые, но для обеспечения их герметичности необходимо большое усилие прижатия, так как поясok контакта плоского клапана с седлом имеет большую площадь, чем у конического и сферического клапанов. Недостатком плоского клапана является большее со-

новременно – под поршень 6.

Равновесие механизма устанавливается при следующем соотношении действующих на поршень 6 давлений и сил:

$$F = p_2 \pi (D^2 - d_0^2) / 4 + p_1 \pi d_0^2 / 4 + F_{пр.1} + F_{пр.2} + F_{тр.},$$

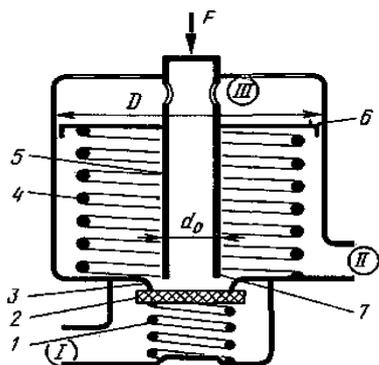


Рис. 6. Следящий механизм по усилию

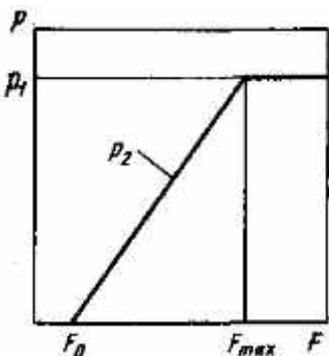


Рис. 7. Статическая характеристика следящего механизма по усилию

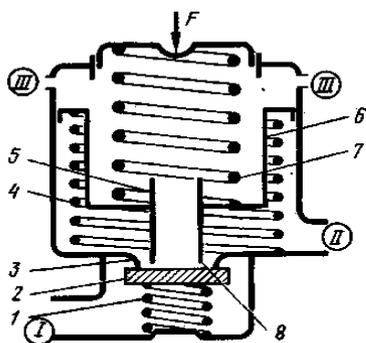


Рис. 8. Следящий механизм по перемещению:

*I* – вход от ресивера; *II* – выход к потребителю; *III* – атмосферный выход; 1, 4 – пружины; 2 – клапан; 3 – впускное седло; 5 – толкатель; 6 – поршень; 7 – уравнивающая пружина; 8 – выпускное седло

где  $p_2$  – давление на выходе *II*;  $p_1$  – давление на входе *I*;  $F_{пр1}$  – усилие пружины 1 клапана;  $F_{пр2}$  – усилие пружины 4 поршня;  $F_{тр}$  – сила трения между движущимися элементами и направляющими.

Если давление на выходе понизится, сила, действующая на поршень снизу, уменьшится, и под действием усилия  $F$  поршень снова переместится вниз и снова откроет впускной клапан. Вследствие этого сжатый воздух вновь будет поступать от входа *I* к выходу *II* и давление на выходе *II* станет вновь соответствовать управляющему усилию  $F$ .

Аналогично срабатывает, следящий механизм и при повышении управляющего усилия  $F$ . Если давление на выходе *II* повысится (вследствие нагрева сжатого воздуха и т.п.), то сила, действующая на поршень 6 снизу, увеличится. Под действием этой силы поршень 6 переместится вверх, и выпускное седло 3 на толкателе 5 оторвется от клапана 2. Сжатый воздух от выхода *II* и из-под поршня начнет выходить в атмосферу через полый толкатель и атмосферный выход *III*. Снижение давления на выходе *II* будет происходить до тех пор, пока оно не станет соответствовать управляющему усилию  $F$ . Аналогично будет работать следящий механизм и при уменьшении управляющего усилия. Таким образом следящий механизм осуществляет следящее действие по усилию. Статическая характеристика такого механизма – зависимость выходного давления  $p_2$  от управляющего усилия  $F$  – показана на рис. 7. Здесь  $F_0$  – начальное усилие открытия клапана, определяющее начальную нечувствительную следящего механизма и зависящее от преднатяга пружин толкателя и клапана, а также сил трения в механизме;  $F_{max}$  – усилие, при котором  $p_2 = p_1$ , и дальнейший рост усилия становится ненужным.

Точно так же будет работать следящий механизм, если управляющим сигналом будет не усилие, а давление, что характерно для пневмоаппаратов, входящих в передаточный механизм привода.

Для органов управления необходимо следящее действие не только по усилию, но и по перемещению (ходу педали, углу поворота рычага и т.д.). Это связано с тем, что мускульная чувствительность человека значительно лучше воспринимает не изменение усилия, а за-

висимость перемещения точки приложения усилия от его величины. Таким образом, следящий механизм в указанных пневмоаппаратах должен обеспечивать связь выходного давления не только с управляющим усилием на органе управления (педали, рукоятке, рычаге и т.д.), но и с перемещением этого органа. Для осуществления указанной связи в следящий механизм вводится упругий элемент, через который прикладывается управляющее

усилие. Следящий механизм такого типа показан на рис. 8. Здесь управляющая сила  $F$  воздействует на толкатель 5 следящего механизма не непосредственно, а через уравновешивающую пружину 7. Работает следящий механизм так же, как описано выше, однако перемещение толкателя 5 и поршня 6 в процессе слежения не вызывает перемещения опорного диска пружины, к которому прикладывается управляющее усилие.

В аппаратах пневматического тормозного привода применяются различные виды следящих механизмов. В основу их классификации могут быть положены типы подвижного и упругого элементов.

В качестве подвижного элемента могут быть применены поршень или мембрана (диафрагма). Преимущество поршневого механизма в том, что он имеет большой ход, причём усилие практически от него не зависит. Недостатком поршневого механизма являются большие потери на трение и существенное влияние смазки на работоспособность (повышенный износ при плохой смазке, замерзание при низких температурах и т.д.). Мембранный следящий механизм обладает малым трением и высокой долговечностью, практически не требует смазки. В последние годы мембраны из формованной резины с тканевой прокладкой постепенно заменяются мембранами из тонкого резинового полотна толщиной 0,4 – 2,0 мм с тканевой прокладкой, имеющими долговечность в пределах миллионов рабочих циклов и вследствие малой толщины резинового слоя меньше боящимися низких температур. Однако мембрана имеет малый ход, и её рабочая площадь (а значит, и создаваемое усилие) в значительной мере зависит от хода.

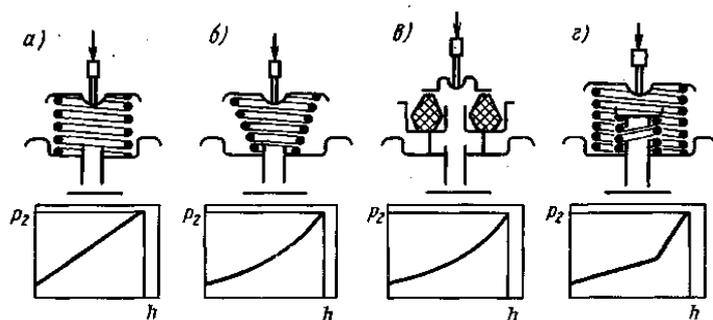


Рис. 9. Упругий элемент следящего механизма и его характеристика по перемещению:

*a* – цилиндрическая пружина; *б* – коническая пружина; *в* – резиновая пружина; *г* – двойная цилиндрическая пружина

два основных класса: уплотнения подвижных элементов, перемещающихся друг относительно друга, и уплотнения неподвижных элементов. Подвижными элементами пневмоаппарата могут быть мембрана или поршень. Мембрана сама по себе является уплотнением, причём обычно она используется одновременно в качестве уплотнения подвижных и неподвижных деталей пневмоаппарата. Она зажимается по периферии между двумя неподвижными деталями, уплотняя их соединение; а в центре к ней крепится шток или толкатель, и она образует подвижное соединение.

В качестве уплотнения подвижного элемента в виде поршня используются обычно резиновые кольца или манжеты. В последние годы автомобильные пневмоаппараты обычно имеют поршни с уплотнением универсальными кольцами круглого сечения. Отдельные западные фирмы-изготовители пневмоаппаратов с целью уменьшить трение в уплотнении поршня и повысить его долговечность применяют кольца с К-образным сечением.

Для уплотнения неподвижных деталей пневмоаппаратов (корпусов, крышек, пробок и др.) применяются, кроме мембран, резиновые кольца круглого или прямоугольного сечения. В последние годы для этой цели всё чаще применяются различного вида герметики.

В качестве упругого элемента применяется металлическая (цилиндрическая или коническая) или резиновая пружина (буфер). В зависимости от типа применяемой пружины статическая характеристика следящего механизма по перемещению будет прямой или кривой, что показано на рис. 9.

**Уплотнения.** Уплотнения пневмоаппаратов разделяются на

## Продолжение темы 3.1: Устройство пневмопривода

### ПНЕВМОПРИВОД ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ (рис. 1)

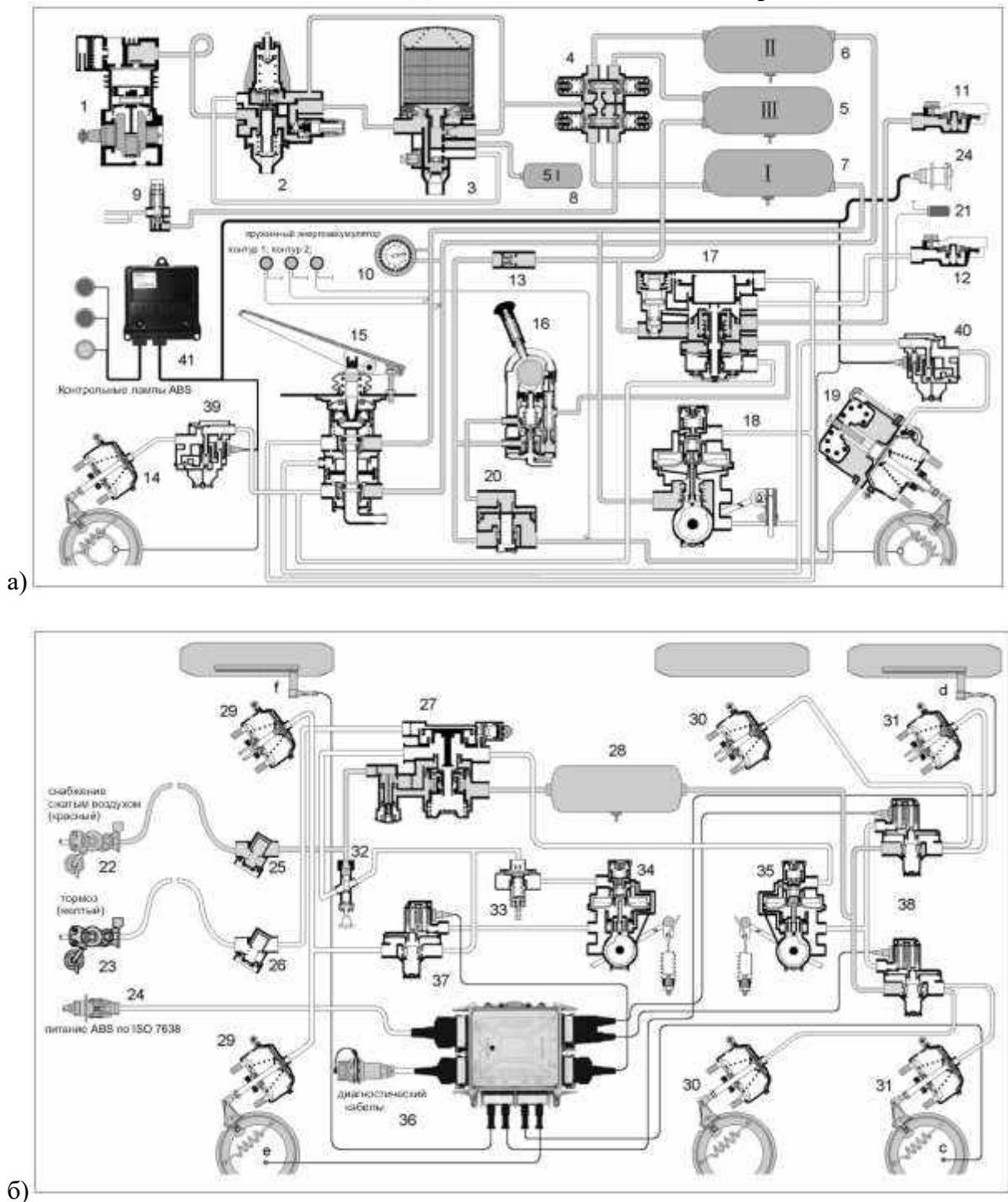


Рис. 1. Пневмопривод тормозных систем автопоезда:  
а – автомобиля-тягача; б – прицепа

#### Система питания сжатым воздухом

Нагнетаемый компрессором (1) сжатый воздух через регулятор давления (2) попадает в воздухоосушитель (3). Регулятор давления служит для автоматического регулирования давления воздуха в пневмосистеме в определённых пределах, например, в диапазоне от 7,2 до 8,1 бар. В воздухоосушителе из сжатого воздуха удаляется содержащаяся в нём влага, которая через вентиляционный канал воздухоосушителя выбрасывается нару-

жу. Сухой сжатый воздух подводится затем к четырёхконтурному защитному пневмоклапану (4). Этот клапан обеспечивает исправную работу тормозной системы при выходе из строя одного или нескольких тормозных контуров, предотвращая падение давления в системе. В пределах контуров I и II тормозной системы воздух проходит через ресиверы для сжатого воздуха (6 и 7) в направлении тормозного крана (15) грузового автомобиля. В контуре III сжатый воздух подаётся от ресивера для сжатого воздуха (5) к автоматической соединительной головке (11) через встроенный в кран управления тормозом прицепа (17) двухходовой двухпозиционный клапан, а также через обратный клапан (13), кран включения стояночной тормозной системы (16) и ускорительный клапан (20) в камеру пружинного энергоаккумулятора пневмоцилиндра (19). По контуру IV обеспечивается питание сжатым воздухом вспомогательных потребителей, например, в данном случае моторного тормоза. В пневматическую тормозную систему прицепа сжатый воздух поступает через соединительную головку (11) и шланг, подключенный к ресиверу. Затем сжатый воздух через магистральный воздушный фильтр (25) и тормозной кран прицепа (27) попадает в ресивер (28) и проходит к подключениям ускорительных клапанов ABS (38).

### **Принцип действия**

**Рабочая тормозная система.** При срабатывании тормозного крана (15) сжатый воздух проходит через магнитный клапан ABS (39) в тормозную камеру (14) передней оси грузового автомобиля, а также к автоматическому регулятору тормозных сил (18). Последний срабатывает и направляет сжатый воздух в рабочую камеру пневмоцилиндров (19) через магнитный клапан ABS (40). Давление в тормозных камерах, развивающих необходимое для колёсного тормоза усилие, зависит от усилия, действующего на педаль тормозного крана грузового автомобиля, а также от степени загрузки автомобиля. Давление, зависящее от нагрузки на автомобиль, регулируется автоматическим регулятором тормозной силы (18), связанным с задней осью через шарнирное соединение. При загрузке и, соответственно, разгрузке автомобиля постоянно изменяющееся расстояние между рамой автомобиля и осью соответствующим образом осуществляет плавное изменение давления в системе тормозного привода. Одновременно автоматическим регулятором тормозных сил через магистраль управления приводится в действие встроенный в тормозной кран грузового автомобиля клапан нулевой/ полной нагрузки. Таким образом и давление в системе тормозного привода колёс передней оси подрегулируется в зависимости от загрузки автомобиля (в основном это относится к грузовым автомобилям).

Управляемый обоими рабочими контурами тормозной системы кран управления тормозами прицепа (17) подаёт сжатый воздух через соединительную головку (12) и соединительный шланг на управляющий вывод тормозного крана прицепа (27). Таким образом открывается доступ сжатого воздуха из ресивера (28) через тормозной кран прицепа, кран растормаживания прицепа (32), пневмоклапан соотношения давлений (33) к автоматическому регулятору тормозных сил (34), а также к ускорительному клапану ABS (37). Ускорительный клапан (37) управляется от регулятора тормозных сил (34). Сжатый воздух поступает в тормозные пневматические камеры (29) передней оси автомобиля. Через регулятор тормозных сил (35) происходит срабатывание ускорительных клапанов ABS (38) и освобождается путь сжатому воздуху к тормозным камерам (31). Давление в тормозной системе прицепа соответствующее давлению управления тормозной системы грузового автомобиля, с помощью автоматических пневморегуляторов (34 и 35) тормозных сил устанавливается таким, какое требуется для данной степени загрузки прицепа. Чтобы избежать блокирования колёс передней оси колёсными тормозными механизмами в режиме притормаживания, пневмоклапан (33) соотношения давлений снижает величину давления, создающего усилия на тормозных колодках. Ускорительные клапаны ABS (в прицепе) магнитные клапаны ABS (в грузовом автомобиле) служат для управления (создания, поддержания или сброса давления) тормозными камерами. Как только клапаны включаются с помощью электронного блока ABS (36 или 41), это управление осуществля-

ется независимо от давления, задаваемого тормозными кранами грузового автомобиля или прицепа. В нерабочем состоянии (магниты обесточены) краны выполняют функцию ускорительного клапана и служат для быстрой подачи и сброса давления в тормозной камере.

**Стояночная тормозная система.** При перемещении рычага тормозного крана с ручным управлением (16) в фиксированное положение полностью сбрасывается давление воздуха в пружинном энергоаккумуляторе пневмоцилиндра (19). Теперь усилие, которое должно прикладываться к колёсным тормозным механизмам, развивается за счёт сил упругости пружин пневмоцилиндра. Одновременно сбрасывается давление воздуха в магистрали на участке от тормозного крана (16) с ручным управлением до крана управления тормозом прицепа (17). Затормаживание прицепа при остановке выполняется за счёт подачи давления в управляющую магистраль. Поскольку в Директивах Совета Европейского экономического Сообщества (*RREG*) содержится требование, чтобы грузовой автопоезд (в составе грузового автомобиля и прицепа) мог удерживаться на месте только за счёт тормозной системы грузового автомобиля, то в тормозной системе прицепа можно снова сбросить давление, переведя рычаг тормозного крана с ручным управлением в "Положение контроля". Это позволит проверить, отвечает ли тормозной механизм стояночной тормозной системы грузового автомобиля требованиям *RREG*.

**Вспомогательная тормозная система.** Благодаря очень высокой чувствительности тормозного крана с ручным управлением (16) при регулировании ступеней давления грузовой автопоезд при отказе рабочих тормозных контуров I и II можно затормозить с помощью пружинных энергоаккумуляторов пневмоцилиндров (19). Усилие торможения, необходимое для тормозных механизмов колёс, развивается, как уже описывалось в разделе "Стояночная тормозная система", за счёт силы упругости предварительно сжатых пружин энергоаккумуляторов пневмоцилиндров (19). Однако в данном случае давление в пневмоцилиндрах сбрасывается не полностью, а только до уровня, необходимого для создания требуемого усилия торможения.

**Торможение прицепа в автоматическом режиме.** В случае разрыва питающей магистрали давление мгновенно падает до атмосферного, в результате чего срабатывает тормозной кран (27) и начинается процесс экстренного торможения прицепа. В случае обрыва управляющей магистрали и срабатывания рабочей тормозной системы встроенный в клапан управления тормозом прицепа (17) двухходовой двухпозиционный клапан перекрывает проходное сечение в направлении соединительной головки (11) магистрали снабжения сжатым воздухом настолько, что разрыв магистрали управления тормозной системы вызовет быстрое падение давления в магистрали снабжения сжатым воздухом и в течение законодательно регламентированного времени (не более 2 секунд) сработает тормозной кран прицепа (27) и начнётся процесс его автоматического торможения. Обратный клапан (13) предохраняет стояночную тормозную систему от случайного срабатывания при падении давления в магистрали подачи сжатого воздуха к тормозной системе прицепа.

**Компоненты ABS.** Обычно грузовой автомобиль оснащён тремя контрольными лампами (для противобуксовочной системы *ASR* ещё одной дополнительной) для распознавания функции и текущего контроля системы, а также реле, инфомодулем и розеткой *ABS* (24). После включения зажигания загорается жёлтая контрольная лампа, если автомобиль с прицепом не имеет системы *ABS* или кабель питания разорван. Красная контрольная лампа гаснет, если автомобиль превышает скорость свыше 7 км/ч и электронный блок *ABS* не обнаружил неисправности в системе.

**Управление тормозными системами прицепа без подключения к автомобилю-тягачу.** На рис. 2 представлена схема пневмопривода тормозных систем полуприцепа с контуром стояночной тормозной системой. Принцип действия данной схемы при рабочем торможении не отличается от вышеописанного процесса. В представленной ниже компоновке пневмопривода органы управления тормозными системами без автомобиля-тягача вынесены на отдельную панель: кнопка (I) чёрного цвета – для управления рабочей тор-

мозной системой («верхнее положение» – прицеп заторможен, «нижнее положение» – прицеп расторможен; при подключении прицепа к тягачу кнопка автоматически переходит в «верхнее положение»), и кнопка (II) красного цвета для управления стояночной тормозной системой прицепа («верхнее положение» – прицеп заторможен, «нижнее положение» – прицеп расторможен»).

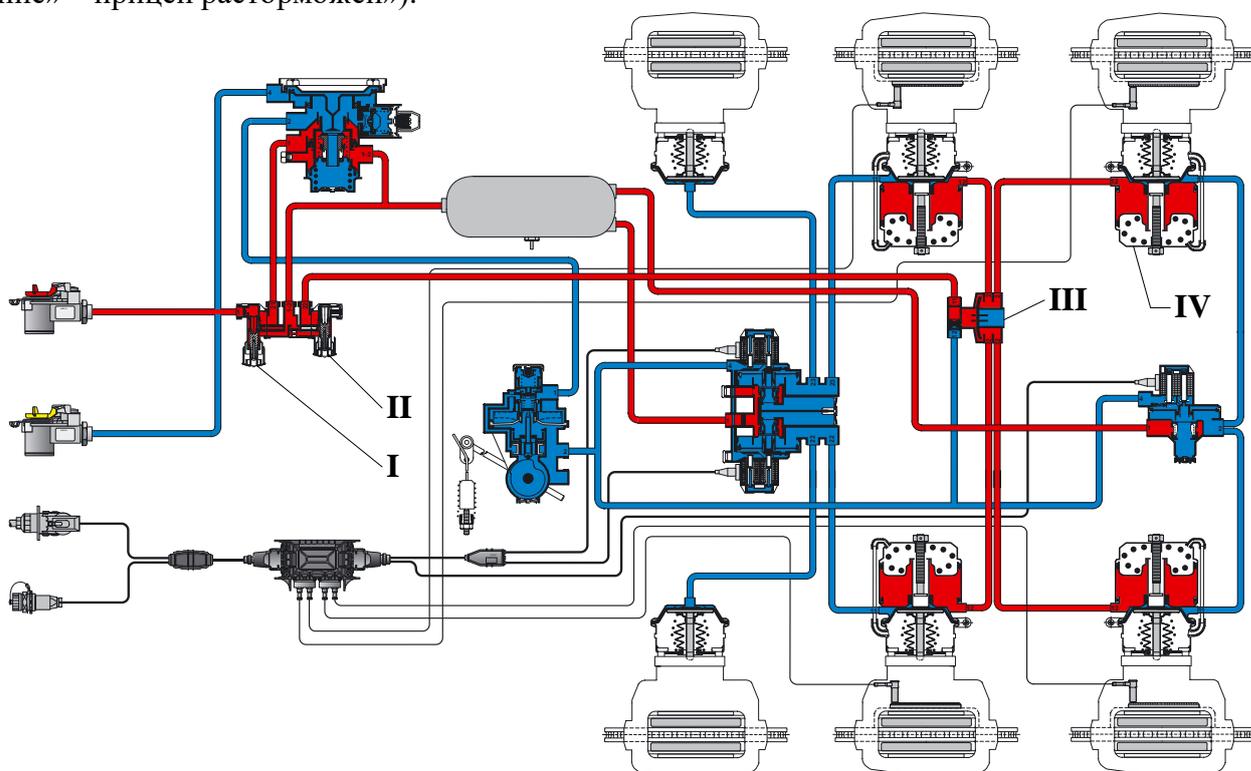


Рис. 2. Пневмопривод тормозных систем полуприцепа

**Стояночная тормозная система прицепов.** Эта система задействуется при установке прицепа на длительную стоянку. После отсоединения прицепа от тягача для установки прицепа на стоянку водитель переводит кнопку (II) в «верхнее положение», тем самым отключая контур стояночной тормозной системой от ресивера со сжатым воздухом и соединяя контур с атмосферой, вследствие чего падает до нуля давление воздуха на входе клапана быстрого растормаживания (III), который, в свою очередь, соединяет с атмосферой энергоаккумуляторы (IV), высвобождая их пружины, воздействующие на тормозные механизмы прицепа.

Чтобы отключить стояночную тормозную систему прицепа, кнопка (II) переводится в «нижнее положение», после чего сжатый воздух из ресивера подаётся на вход клапана быстрого растормаживания (III) и через него – в энергоаккумуляторы (IV) и посредством их механизмов сжимает пружины, тем самым растормаживая тормозные механизмы прицепа.

### ПНЕВМОПРИВОД ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АТС ПРОИЗВОДСТВА США (Рис. 3)

В целом, принцип действия такого пневмопривода схож с описанным выше, за исключением некоторых отличий:

- осушитель воздуха (7) не содержит в себе регулятор давления, который выполнен в виде отдельного пневмоаппарата (13);
- разделение питающей части привода осуществлено только на два контура (по осям автомобиля-тягача);

- в пневмопривод рабочей тормозной системы встроен кран управления прицепом (6) под названием «парашют» со следящим действием, при воздействии на который тормозит только прицеп;
- в пневмоприводе рабочей тормозной системы отсутствуют регуляторы тормозных сил;
- кран управления стояночной тормозной системой (1) и управления тормозами прицепа (11) выполняют функцию запорных клапанов и не обладают следящим действием;
- воздухораспределитель прицепа (14) не связан с рабочей тормозной системой прицепа, а производит управление энергоаккумуляторами: при подаче давления в питающую магистраль прицепа энергоаккумуляторы при помощи этого крана растормаживаются; в режиме аварийного торможения энергоаккумуляторы затормаживаются (без воздействия на тормозные камеры).

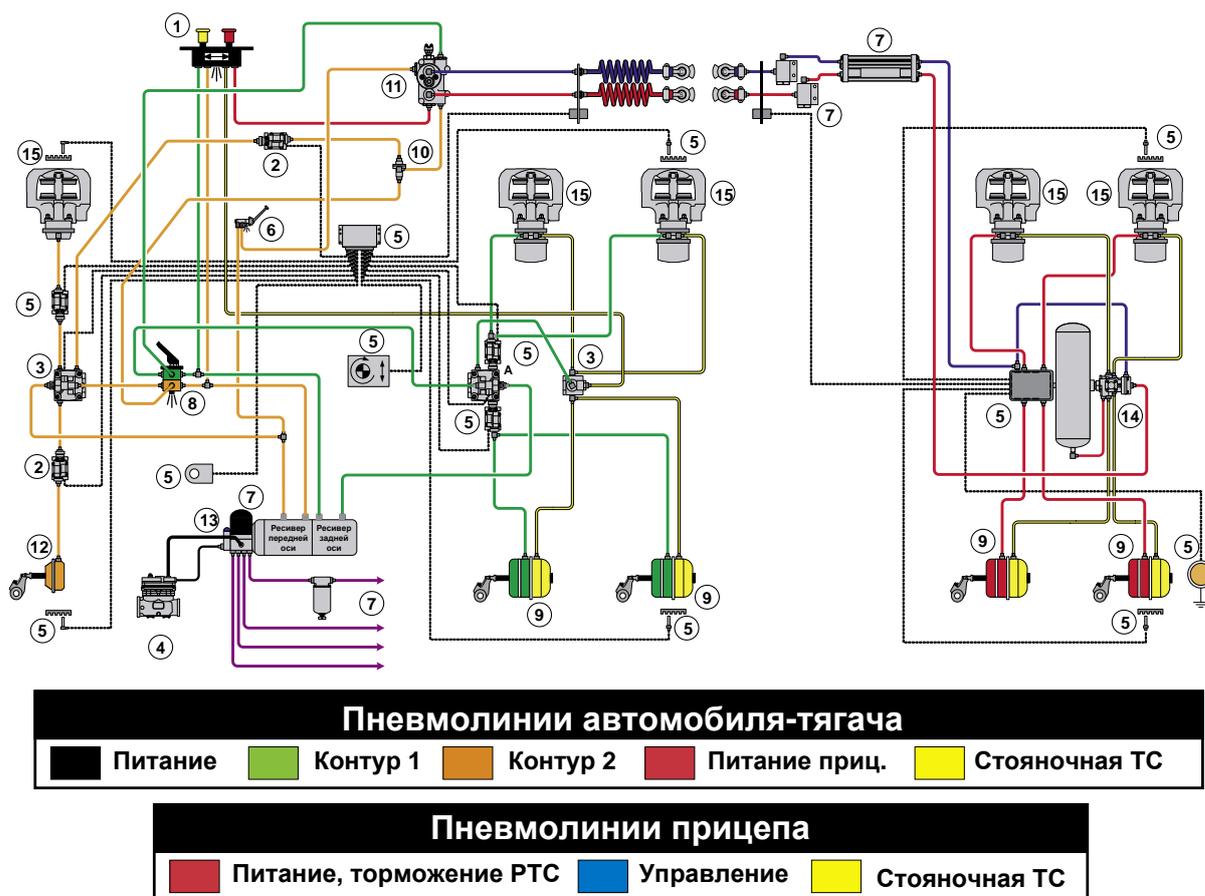


Рис. 3. Пневмопривод тормозных систем автопоезда производства США:

1 – кран управления стояночной тормозной системой; 2 – клапан быстрого растормаживания; 3 – ускорительный клапан; 4 – компрессор; 5 – элементы системы АБС; 6 – кран торможения прицепом; 7 – аппараты системы питания (фильтры-осушители); 8 – двухсекционный тормозной кран; 9 – тормозная камера с пружинным энергоаккумулятором; 10 – двухмагистральный клапан; 11 – кран управления тормозами прицепа; 12 – тормозная камера; 13 – регулятор давления; 14 – воздухораспределитель прицепа; 15 – тормозной механизм

### СИСТЕМА ПНЕВМОПОДВЕСКИ

В грузовых транспортных средствах и автобусах всё чаще находят применение системы пневмоподвески (рис. 4).

В грузовых транспортных средствах достигается при этом большее время полезной эксплуатации, так как время погрузки/разгрузки при работе со сменными грузовыми

платформами значительно сократилось. В автобусах это обеспечивает повышение комфорта во время поездки и постоянный уровень при посадке/ высадке.

Пневмоподвески Проектирование и различные варианты исполнения систем пневмоподвесок привели к появлению следующих типов:

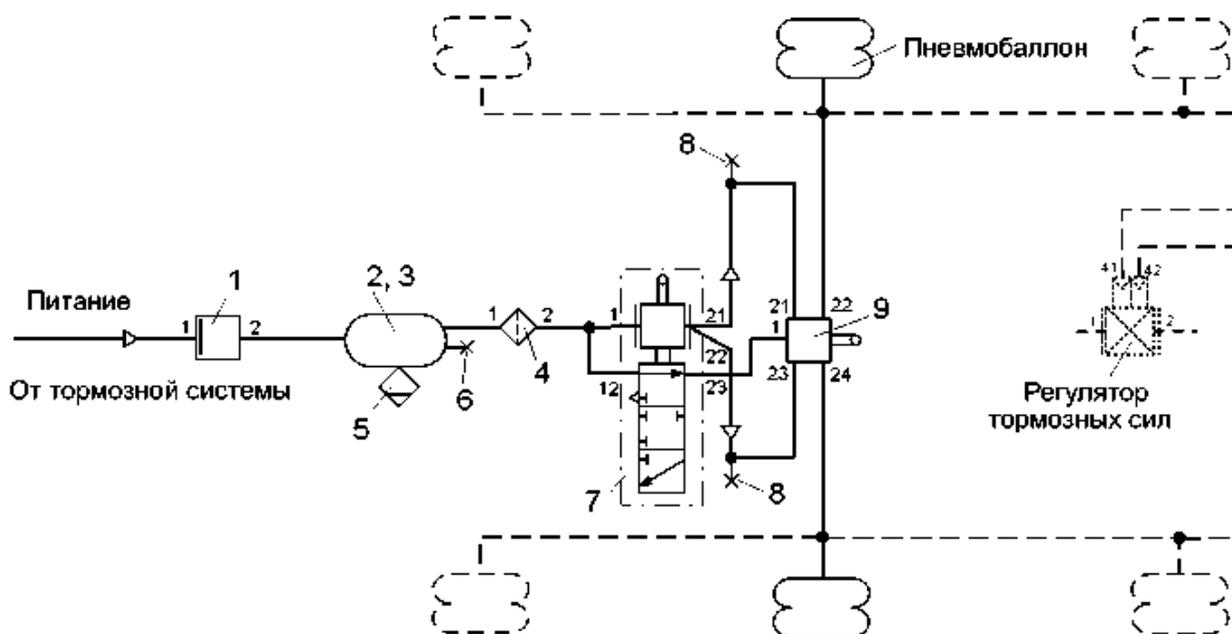


Рис. 4. Пример системы для полуприцепа

- а) Пневмоподвески с закрытым контуром;
- б) Пневмоподвески с закрытым наполовину контуром;
- в) Пневмоподвески с открытым контуром.

Системы пневмоподвески типа а) и б) применяются в основном в транспортных средствах для перевозки пассажиров. Их преимуществом является незначительное потребление воздуха и то, что время включения компрессора для подачи воздуха в систему незначительно. За счёт этого снижается количество выпавшего конденсата и степень загрязнения. Однако системы такого типа достаточно сложны и не дешёвы.

Поэтому в автобусах и грузовых транспортных средствах в основном применяются системы пневмоподвески с открытым контуром. Так как в данных системах ненужный воздух сбрасывается в атмосферу, то система подачи воздуха должна быть большей мощности.

Обе системы подвесок (рессорная и пневматическая) не в состоянии отвечать всем появляющимся техническим требованиям. Сравнение же данных систем показывает значительное преимущество пневмоподвески.

Преимущества пневмоподвески:

1. За счёт изменения давления в пневмобаллонах в зависимости от загрузки сохраняется постоянное расстояние между дорожным покрытием и грузовой платформой транспортного средства. При этом сохраняется постоянной высота посадки или загрузки, а также настройки фар.
2. Степень комфорта от работы пневмоподвески не зависит от степени загрузки. Пассажир автобуса ощущает постоянные, плавные колебания. Перевозка грузов осуществляется без повреждений. При использовании пневмоподвески так называемые подпрыгивания порожнего или частично загруженного прицепа отсутствуют.
3. Улучшаются управляемость и степень передачи тормозного усилия дорожному полотну, так как все колёса находятся в сцеплении с дорогой.
4. Изменяющееся в зависимости от состояния загрузки давление в пневмобаллонах можно

использовать для управления регулятором тормозных сил.

5. Пневмоподвеска является оптимальным решением для погрузки и разгрузки в системе контейнерных перевозок с использованием сменных грузовых платформ.
6. Минимальное воздействие, ухудшающее дорожное покрытие.

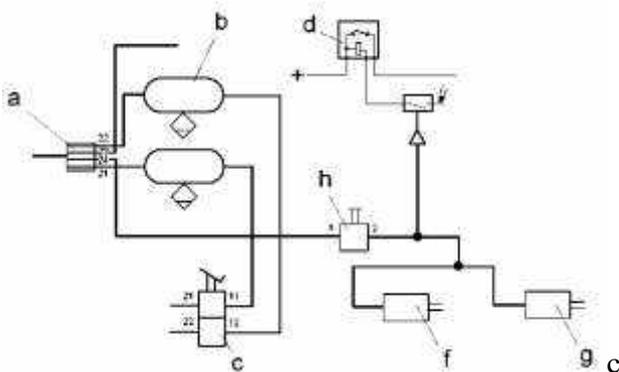
В системе пневмоподвески элементы подачи воздуха, хранения сжатого воздуха и пневматического управления, а также сами пневмобаллоны должны образовывать единое целое.

### ПРИВОД ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ (на примере тормоза-замедлителя)

Автобусы общей допустимой массой более 5,5 тонн и грузовые автомобили общей допустимой массой более 9 тонн оборудованы тормозом-замедлителем. В качестве тормоза-замедлителя могут применяться моторный тормоз или устройства сходные по принципу торможения. Тормоз-замедлитель предназначен для торможения тягача, не используя рабочую тормозную систему, благодаря чему оберегаются от воздействия тормозные механизмы.

Включение тормоза-замедлителя (рис. 5) происходит приведением в действие ножного 3/2 ходового клапана (h), через который подаётся воздух в рабочий цилиндр дроссельной заслонки и топливного насоса.

с ручным управлением:



с электронным управлением:

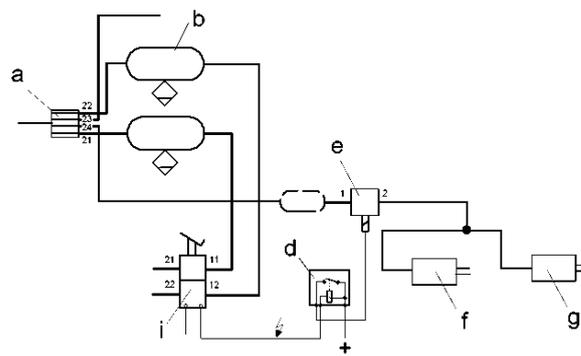


Рис. 5. Пневмопривод тормоза-замедлителя:

a – четырехконтурный защитный клапан; b – ресивер; c – тормозной кран; d – реле; e – 3-ходовой 2-позиционный электромагнитный клапан; f – рабочий цилиндр для топливного насоса; g – рабочий цилиндр для дроссельной заслонки; h – 3-ходовой 2-позиционный клапан; i – тормозной кран с электрическим выключателем

Включение электропневматического тормоза-замедлителя вместе с пневматической тормозной системой. При воздействии на 2-х контурный тормозной кран (i) и замыкании выключателя тормозного крана через реле (d) и 3/2 ходовой клапан (e) приводится в действие тормоз-замедлитель. Таким образом он приводится в действие каждый раз при срабатывании рабочей тормозной системы благодаря чему оберегаются от воздействия тормозные механизмы.

### Тема 3.4: Особенности конструирования пневмопривода

Ниже приведены основные расчётные зависимости для расчёта пневмоприводов. С целью упрощения расчётов и сокращения их трудоёмкости приняты некоторые допущения:

- не учитываются потери давления в аппаратах и трубопроводах;
- предполагается, что длина трубопровода до цилиндра не превышает 10 – 15 м;
- в пневмоприводах не учитывается объём «вредного» пространства, включая подводящие трубопроводы (обычно «вредный» объём не превышает 15 % рабочего объёма цилиндра);

При расчёте любого привода должны быть заданы следующие исходные данные:

$P$  – усилие на штоке, без учёта сил трения в самом цилиндре, кгс;

$L$  – ход поршня, см;

$t_{px}^3$  – заданное время рабочего хода, с;

$t_{xx}^3$  – заданное время холостого хода, с.

В результате расчёта определяются следующие параметры:

$D$  – диаметр цилиндра, мм;

$d_T$  – внутренний диаметр трубопровода, мм;

$v_{px}$  – скорость движения поршня при рабочем ходе, м/мин;

$v_{xx}$  – скорость движения поршня при холостом ходе, м/мин;

$t_{px}$  – время рабочего хода, с;

$t_{xx}$  – время холостого хода, с.

#### Порядок расчёта

Усилие, развиваемое цилиндром

$$P = 10p_n F \eta,$$

где  $p_n$  – давление в напорной пневмолинии;  $F$  – площадь поршня;  $\eta$  – коэффициент полезного действия с учётом сил трения, равный 0,85 – 0,95.

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4P}{10\pi p_n \eta}}.$$

Скорость движения поршня

$$v = \frac{0,6L}{t}$$

где  $t$  – время движения, с.

Безударными скоростями в конце хода считаются скорости 3 – 5 м/мин, причём меньшее значение соответствует большими пересекающимися массами.

Требуемый расход воздуха

$$Q = 0,1Fv$$

или

$$Q = \frac{60V}{1000}.$$

Внутренний диаметр трубопровода (мм)

$$d_T = \sqrt{\frac{Q}{\omega}}$$

где  $\omega$  – скорость движения воздуха в трубопроводе.

После выбора основных параметров –  $D$ ,  $d$ ,  $d_T$ ,  $Q$  – и приведя их в соответствие с установленными рядами необходимо уточнить остальные определяемые величины:

$$v_{px} = Q/(0,1F); \quad v_{xx} = Q'/(0,1F')$$

$$t_{px} = 0,6L/v_{px}; \quad t_{xx} = 0,6L/v_{xx}$$

$$Q' = 60V/t_{xx}; \quad d_T = \sqrt{Q'/\omega}$$

где  $Q'$  – расход воздуха, вытесненного из полости цилиндра при возврате.

По результатам расчёта выбираются типоразмеры управляющих аппаратов (по пропускной способности), определяются необходимость и способы регулирования скоростей, методы и устройства для обеспечения плавного торможения.

### **Расчёт штока цилиндра на устойчивость**

Штоки цилиндров проверяются на устойчивость по формуле Эйлера для тонких стержней. Расчётная формула принимается в зависимости от способа закрепления цилиндра и штока.

Нагрузка продольного изгиба:

$$\begin{aligned} \text{а) } P_{\text{ж}} &= \frac{\pi^2 El}{4S^2}; & \text{б) } P_{\text{ж}} &= \frac{\pi^2 El}{S_k^2}; \\ \text{в) } P_{\text{ж}} &= \frac{2,05\pi^2 El}{S_k^2}; & \text{г) } P_{\text{ж}} &= \frac{4\pi^2 El}{S_k^2}. \end{aligned}$$

где  $E$  – модуль упругости, кгс/см<sup>2</sup> (для стали  $E = 2,1 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>);  $l$  – момент инерции, см<sup>4</sup>, определяемый по формуле

$$l = \frac{\pi d^4}{64} = 0,0491d^4;$$

где  $S_k$  – длина продольного изгиба, см.

Максимально допустимая нагрузка

$$P_{\text{max}} = \frac{P_k}{\delta},$$

где  $\delta$  – запас прочности, равный 2,5 – 3,5.

Приведенная величина хода

$$L_{\text{пр}} = LK_3.$$

### **Основные параметры сжатого воздуха**

В расчётах следует применять абсолютное давление  $P_{\text{атм}}$ , которое равно сумме атмосферного и избыточного давлений:

$$P_{\text{атм}} = l + P_{\text{раб}},$$

где  $l$  – атмосферное давление;  $P_{\text{раб}}$  – избыточное давление в пневмосистеме, отсчитываемое сверх величины атмосферного давления. Избыточное давление измеряется манометрами и указывается в технических характеристиках пневматических устройств.

### **Потеря давления**

Потери давления в пневмосистеме не должны превышать 0,1 – 0,12 кгс/см<sup>2</sup> относительно манометрического давления на входе в пневмомагистраль  $P_{\text{раб}}$

### **Скорость движения воздуха в трубопроводе**

Для подводящих трубопроводов, соединяющих элементы пневмооборудования с магистральными трубопроводами, рекомендуемые скорости воздуха составляют 17 – 40 м/с.

Обычно для потребителей, находящихся под рабочей нагрузкой, принимают скорость воздуха в трубопроводе 17 м/с. При отсутствии нагрузки скорость воздуха в трубопроводе составляет 25 м/с и выше.

**Объёмный расход воздуха** – расход свободного (несжатого) воздуха, приведённого к абсолютному давлению 1 кгс/см<sup>2</sup>. объёмный расход представляет собой объём воздуха при нормальном атмосферном давлении и температуре 20 °С, который потребляет оборудование за время работы.

Для потребителей с замкнутыми рабочими объёмами (пневмоцилиндров) расход воздуха за один цикл работы определяется по формуле

$$Q = \frac{0,06(1 + P_{\text{раб}})V}{t_{\text{ц}}},$$

где 0,06 – коэффициент перевода литров в метры кубические, секунд в минуты;

$P_{\text{раб}}$  – рабочее давление в пневмосистеме, кгс/см<sup>2</sup>;

$V$  – рабочий объём пневмоцилиндра, л;

$t_{\text{ц}}$  – время рабочего хода пневмоцилиндра, с.

### **Расчёт пикового и общего расхода воздуха**

Пиковый расход – кратковременный максимальный расход воздуха при одновременной работе нескольких потребителей.

Для определения пикового расхода воздуха на циклограмме строят диаграмму расходов для всех потребителей отдельно. Затем расходы суммируют посекундно. Максимальная величина соответствует пиковому расходу.

Пиковый расход воздуха для группы потребителей, не имеющих замкнутого объёма, определяю по формуле

$$Q_{\text{пик}} = \sum_{i=1}^{i=n} 1,3m_i q_i K_i ,$$

где  $n$  – число различных потребителей; 1,3 – коэффициент, учитывающий утечки воздуха в пневмосистеме;  $m_i$  – число потребителей одного типоразмера;  $q_i$  – номинальный расход воздуха для одного потребителя;  $K_i$  – коэффициент одновременных работы для каждой группы однотипных потребителей.

Для пневмоинструмента общий расход воздуха ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) определяется по формуле

$$Q_{\text{об}} = \sum_{i=1}^{i=n} 78m_i q_i K_{\text{ин}} ,$$

где  $n$  – число различных потребителей; 78 – коэффициент перевода минут в часы; здесь же учтены утечки воздуха в пневмосистеме;  $m_i$  – число потребителей одного типоразмера;  $q_i$  – номинальный расход воздуха для одного потребителя;  $K_{\text{ин}}$  – коэффициент использования одного инструмента, рассчитываемый по формуле

$$K_{\text{ин}} = \frac{t_{\text{оп}}}{t_{\text{ц}}} ,$$

где  $t_{\text{оп}}$  – продолжительность работы инструмента в течение одного рабочего цикла оборудования, с;  $t_{\text{ц}}$  – время рабочего цикла оборудования, с. Для пневмоцилиндров общий расход воздуха ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) определяется по формуле

$$Q_{\text{об}} = \frac{0,4 \sum V}{t_{\text{ц}}} ,$$

где  $\sum V = V_1 a_1 + V_2 a_2 + \dots + V_n a_n$ ;  $V_1 \dots V_n$  – рабочий объём цилиндров;  $a_1 \dots a_n$  – количество срабатываний цилиндра за время цикла.

## **Тема 4: Применение электронных систем управления гидро- и пневмоприводом. Телематика. Диагностирование гидро- и пневмоприводов**

### **Системы на основе гидропривода**

#### **Антиблокировочная система на основе гидропривода тормозной системы (рис. 4)**

Система АБС устанавливается в штатную тормозную систему автомобиля без изменения её конструкции. Наиболее перспективной является антиблокировочная система тормозов с индивидуальным регулированием скольжения колеса. Индивидуальное регулирование позволяет получить оптимальный тормозной момент на каждом колесе в соответствии с дорожными условиями и, как следствие, минимальный тормозной путь.

Антиблокировочная система имеет следующее устройство:

- датчики угловой скорости колёс;
- датчик давления в тормозной системе;
- блок управления;
- гидравлический блок;
- контрольная лампа на панели приборов.

Датчик угловой скорости устанавливается на каждое колесо. Он фиксирует текущее значение частоты вращения колеса и преобразует его в электрический сигнал. На основании сигналов датчиков блок управления выявляет ситуацию блокирования колеса. В соответствии с установленным программным обеспечением блок формирует управляющие воздействия на исполнительные устройства – электромагнитные клапаны и электродвигатель насоса обратной подачи гидравлического блока системы.

Гидравлический блок объединяет следующие конструктивные элементы:

- впускные и выпускные электромагнитные клапаны;
- аккумуляторы давления;

- насос обратной подачи с электродвигателем;
- демпфирующие камеры.

В гидравлическом блоке каждому тормозному цилиндру колеса соответствует один впускной и один выпускной клапаны, которые управляют торможением в пределах своего контура. Аккумулятор давления предназначен для приёма тормозной жидкости при сбросе давления в тормозном контуре. Насос обратной подачи подключается, когда ёмкости аккумуляторов давления недостаточно. Он увеличивает скорость сброса давления. Демпфирующие камеры принимают тормозную жидкость от насоса обратной подачи и гасят её колебания. В гидравлическом блоке устанавливается два аккумулятора давления и две демпфирующие камеры по числу контуров гидропривода тормозов. Контрольная лампа на панели приборов сигнализирует о неисправности системы.

Работа антиблокировочной системы тормозов носит циклический характер. Цикл работы системы включает три фазы:

- удержание давления;
- сброс давления;
- увеличение давления.

На основании электрических сигналов, поступающих от датчиков угловой скорости, блок управления ABS сравнивает угловые скорости колёс. При возникновении опасности блокирования одного из колёс, блок управления закрывает соответствующий впускной клапан. Выпускной клапан при этом также закрыт. Происходит удержание давления в контуре тормозного цилиндра колеса. При дальнейшем нажатии на педаль тормоза давление в тормозном цилиндре колеса не увеличивается.

При продолжающейся блокировке колеса, блок управления открывает соответствующий выпускной клапан. Впускной клапан при этом остаётся закрытым. Тормозная жидкость перепускается в аккумулятор давления. Происходит сброс давления в контуре, при этом скорость вращения колеса увеличивается. При недостаточной ёмкости аккумулятора давления, блок управления ABS подключает к работе насос обратной подачи. Насос обратной подачи перекачивает тормозную жидкость в демпфирующую камеру, уменьшая давление в контуре. Водитель при этом ощущает пульсацию педали тормоза.

Как только угловая скорость колеса превысит определённое значение, блок управления

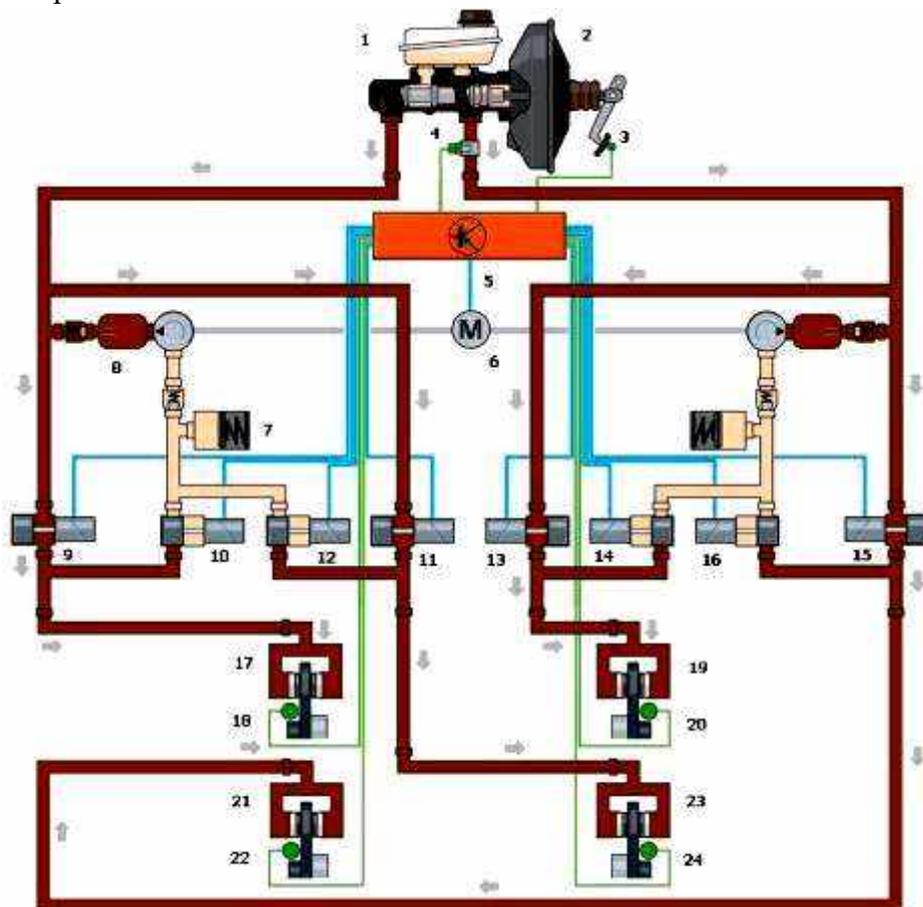


Рис. 4. ABS на основе гидропривода

- 1 – компенсационный бачок; 2 – вакуумный усилитель тормозов; 3 – датчик положения педали тормоза; 4 – датчик давления в тормозной системе; 5 – блок управления; 6 – насос обратной подачи; 7 – аккумулятор давления; 8 – демпфирующая камера; 9 – впускной клапан переднего левого тормозного механизма; 10 – выпускной клапан привода переднего левого тормозного механизма; 11 – впускной клапан привода заднего правого тормозного механизма; 12 – выпускной клапан привода заднего правого тормозного механизма; 13 – впускной клапан привода переднего правого тормозного механизма; 14 – выпускной клапан привода переднего правого тормозного механизма; 15 – впускной клапан привода заднего левого тормозного механизма; 16 – выпускной клапан привода заднего левого тормозного механизма; 17 – передний левый тормозной цилиндр; 18 – датчик частоты вращения переднего левого колеса; 19 – передний правый тормозной цилиндр; 20 – датчик частоты вращения переднего правого колеса; 21 – задний левый тормозной цилиндр; 22 – датчик частоты вращения заднего левого колеса; 23 – задний правый тормозной цилиндр; 24 – датчик частоты вращения заднего правого колеса

закрывает выпускной клапан и открывает впускной. Происходит

увеличение давления в контуре тормозного цилиндра колеса. Цикл работы антиблокировочной системы тормозов повторяется до завершения торможения или прекращения блокирования. Система *ABS* не отключается.

В самых эффективных системах каждое колесо имеет индивидуальное регулирование давления тормозной жидкости.

### *Система курсовой устойчивости (рис. 5)*

Система курсовой устойчивости (другое наименование – система динамической стабилизации) предназначена для сохранения устойчивости и управляемости автомобиля за счёт заблаговременного определения и устранения критической ситуации.

Система позволяет удерживать автомобиль в пределах заданной водителем траектории при различных режимах движения (разгоне, торможении, движении по прямой, в поворотах, в движении по свободном качении).

Входные датчики фиксируют конкретные параметры автомобиля и преобразуют их в электрические сигналы. С помощью датчиков система динамической стабилизации оценивает действия водителя и параметры движения автомобиля.

Блок управления системы *ESP* принимает сигналы от датчиков и формирует управляющие воздействия на исполнительные устройства подконтрольных систем активной безопасности:

- впускные и выпускные клапаны системы *ABS*;
- переключающие клапаны высокого давления системы *ASR*;
- контрольные лампы системы *ESP*, системы *ABS*, тормозной системы.

В своей работе блок управления *ESP* взаимодействует с блоком управления системой управления двигателем и блоком управления автоматической коробки передач. Для работы системы динамической стабилизации используется гидравлический блок системы *ABS/ASR* со всеми компонентами.

### *Принцип работы системы курсовой устойчивости*

Определение наступления аварийной ситуации осуществляется путём сравнения действий водителя и параметров

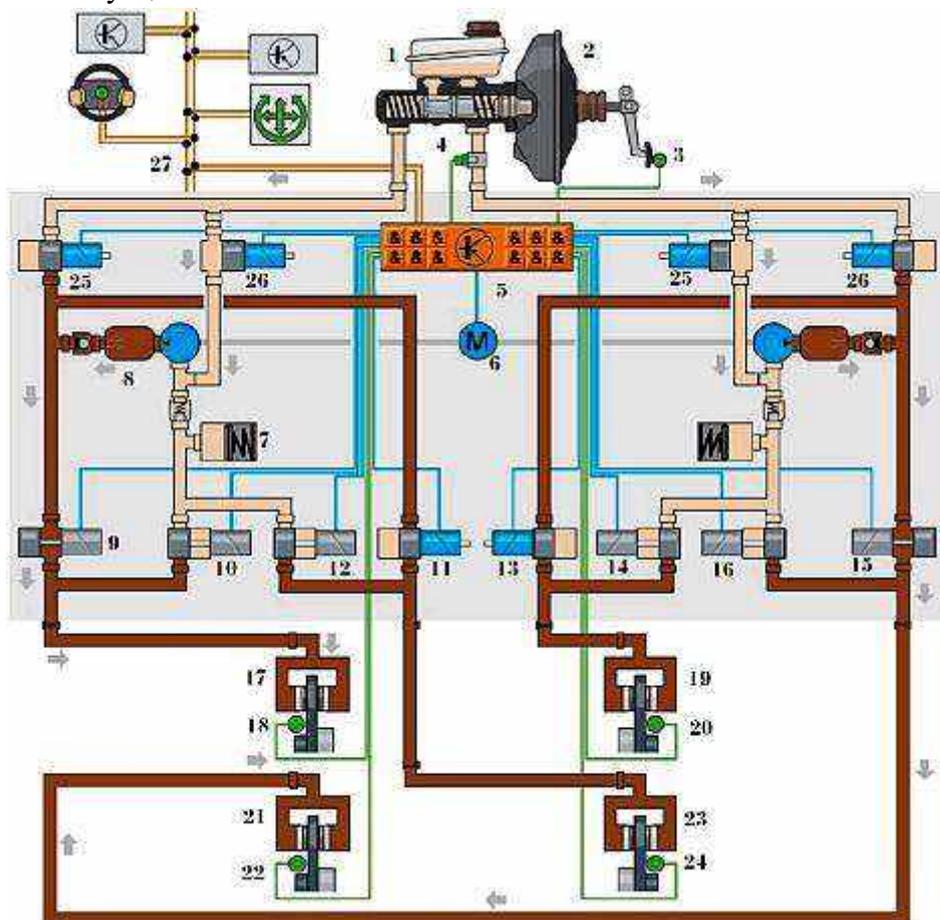


Рис. 5. Система курсовой устойчивости

1 - компенсационный бачок; 2 - вакуумный усилитель тормозов; 3 - датчик положения педали тормоза; 4 - датчик давления в тормозной системе; 5 - блок управления; 6 - насос обратной подачи; 7 - аккумулятор давления; 8 - демпфирующая камера; 9 - впускной клапан привода переднего левого тормозного механизма; 10 - выпускной клапан привода переднего левого тормозного механизма; 11 - впускной клапан привода заднего правого тормозного механизма; 12 - выпускной клапан привода заднего правого тормозного механизма; 13 - впускной клапан привода переднего правого тормозного механизма; 14 - выпускной клапан привода переднего правого тормозного механизма; 15 - впускной клапан привода заднего левого тормозного механизма; 16 - выпускной клапан привода заднего левого тормозного механизма; 17 - передний левый тормозной цилиндр; 18 - датчик частоты вращения переднего левого колеса; 19 - передний правый тормозной цилиндр; 20 - датчик частоты вращения переднего правого колеса; 21 - задний левый тормозной цилиндр; 22 - датчик частоты вращения заднего левого колеса; 23 - задний правый тормозной цилиндр; 24 - датчик частоты вращения заднего правого колеса; 25 - переключающий клапан; 26 - клапан высокого давления; 27 - шина обмена данными

движения автомобиля. В случае, когда действия водителя (желаемые параметры движения) отличаются от фактических параметров движения автомобиля, система *ESP* распознает ситуацию как неконтролируемую и включается в работу. Стабилизация движения автомобиля с помощью системы курсовой устойчивости может достигаться несколькими способами:

- подтормаживанием определённых колёс;
- изменением крутящего момента двигателя;
- изменением угла поворота передних колёс (при наличии системы активного рулевого управления);
- изменением степени демпфирования амортизаторов (при наличии адаптивной подвески).

Подтормаживание колёс производится путём включения в работу соответствующих систем активной безопасности. Работа при этом носит циклический характер: увеличение давления, удержание давления, сброс давления. Изменение крутящего момента двигателя в системе *ESP* может осуществляться несколькими путями:

- изменением положения дроссельной заслонки;
- пропуском впрыска топлива;
- пропуском импульсов зажигания;
- изменением угла опережения зажигания;
- отменой переключения передачи в АКПП;
- перераспределением крутящего момента между осями (при наличии полного привода).

В конструкции системы курсовой устойчивости могут быть реализованы следующие дополнительные функции (системы):

- гидравлический усилитель тормозов;
- система предотвращения опрокидывания;
- система предотвращения столкновения;
- система стабилизации автопоезда;
- система повышения эффективности тормозов при нагреве;
- система удаления влаги с тормозных дисков;
- и др.

Все перечисленные системы, в основном, не имеют своих конструктивных элементов, а являются программным расширением системы *ESP*.

*Система предотвращения опрокидывания ROP (Roll Over Prevention)* стабилизирует движение автомобиля при угрозе опрокидывания. Предотвращение опрокидывания достигается за счёт уменьшения поперечного ускорения путём подтормаживания передних колёс и снижения крутящего момента двигателя. Дополнительное давление в тормозной системе создаётся с помощью активного усилителя тормозов.

*Система предотвращения столкновения (Braking Guard)* может быть реализована в автомобиле, оснащённом адаптивным круиз-контролем. Система предотвращает опасность столкновения с помощью визуальных и звуковых сигналов, а в критической ситуации – путём нагнетания давления в тормозной системе (автоматического включения насоса обратной подачи).

*Система стабилизации автопоезда* может быть реализована в автомобиле, оборудованном тягово-сцепным устройством. Система предотвращает рыскание прицепа при движении автомобиля, которое достигается за счёт торможения колёс или снижения крутящего момента.

*Система повышения эффективности тормозов при нагреве FBS (Fading Brake Support, другое наименование – Over Boost)* предотвращает недостаточное сцепление тормозных колодок с тормозными дисками, возникающее при нагреве, путём дополнительного увеличения давления в тормозном приводе.

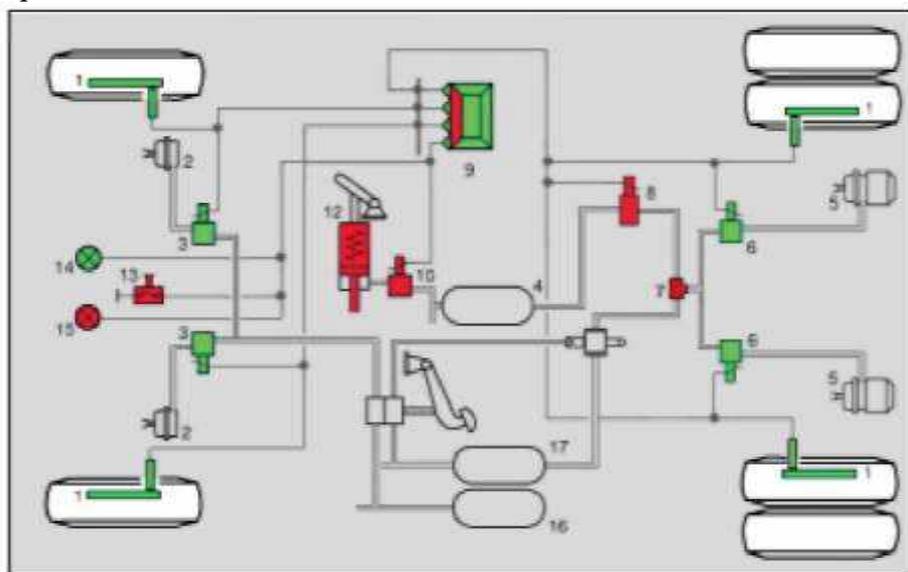
*Система удаления влаги с тормозных дисков* активируется на скорости свыше 50 км/ч и включённых стеклоочистителях. Принцип работы системы заключается в кратковременном повышении давления в контуре передних колёс, за счёт чего тормозные колодки прижимаются к дискам и происходит испарение влаги.

## **Системы на основе пневмопривода**

### ***Антиблокировочная система (АБС)***

Антиблокировочная система (АБС) создана для предотвращения блокировки колёс транспортного средства при торможении в основном на дорогах со скользким покрытием. При торможении с АБС должны сохраняться силы бокового увода колёс для обеспечения устойчивости транспортного средства и его управляемости в пределах физических возможностей. Одновременно достигается оптимальное

сцепление шин с дорожным покрытием, и, в результате этого оптимальное замедление транспортного средства



- – составляющие системы ПБС;
- – составляющие системы АБС

Рис. 6. 4-х канальная система АБС/ПБС:

1 – Ротор и датчик; 2 – Тормозная камера (передняя ось); 3 – Магнитный клапан АБС; 4 – Резервуар; 5 – Тормозная камера с энергоаккумулятором (задняя ось); 6 – Магнитный клапан АБС; 7 – Двухмагистральный клапан; 8 – Дифференциальный клапан; 9 – Электронный блок управления; 10 – Пропорциональный клапан; 11 – Рабочий цилиндр ПБС; 12 – Переключатель АБС; 13 – Контрольная лампа АБС; 14 – Контрольная лампа ПБС

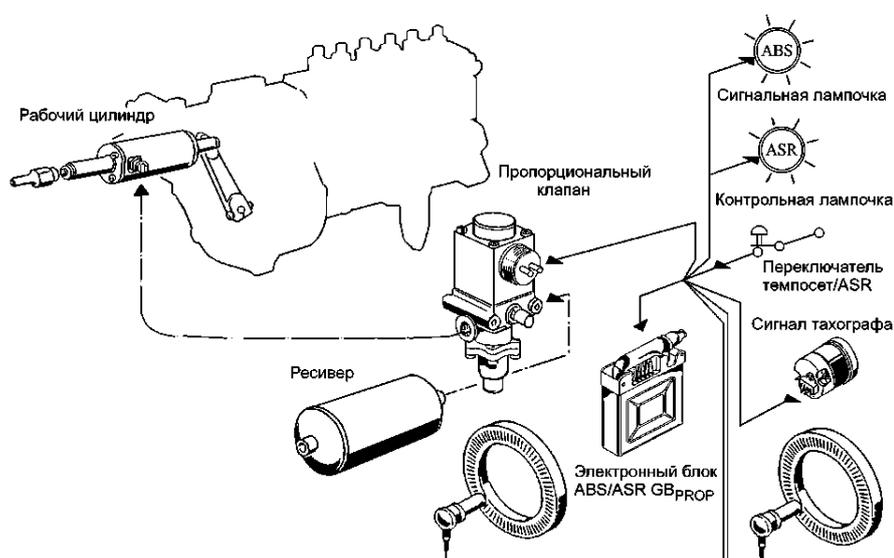


Рис. 7. Встроенный ограничитель скорости

прицепных транспортных средств (рис. 8) существует в нескольких вариантах – от 2S/2M для полуприцепов до 4S/3M для дышловых прицепов или, например, для полуприцепов с поворотной осью.

Варианты исполнения могут быть в виде компактного модуля или отдельно, т.е. электронный блок и клапаны устанавливаются отдельно. Могут применяться как ускорительные клапаны АБС, так и магнитные клапаны АБС. Выбор того или иного клапана зависит от конструкции тормозной системы и от необходимого времени срабатывания. При этом необходимо применять соответствующий электронный блок. Без подачи электрического сигнала на клапан АБС влияние на возрастание или снижение давления воздуха в тормозной системе отсутствует.

Во входном контуре происходит фильтрация сигналов от индуктивных датчиков и перевод в цифровую форму.

и минимальный тормозной путь. На базе АБС создана также противобуксовочная система (ПБС) (рис. 6).

Наряду с электронным блоком в систему управления ограничителем скорости (Рис. 7) входят пропорциональный клапан и рабочий цилиндр. Следующими составляющими системы являются рабочий цилиндр холостого хода (необходим только на топливном насосе с одним рычагом), темпосет/переключатель ASR, контрольная лампочка ASR и тахограф с сигналом СЗ/В7.

Функция ограничителя скорости срабатывает ещё до того, как автомобиль достиг граничной скорости, сохранённой в текущей памяти. Через пропорциональный клапан и рабочий цилиндр рычаг топливного насоса устанавливается в такое положение, что не будет превышена граничная скорость автомобиля.

Кроме того, водитель имеет возможность выбрать граничную скорость автомобиля нажатием переключателя темпосет/ASR при заданной им скорости в диапазоне от 50 км/ч до запрограммированной граничной скорости. Система в этом случае автоматически выдерживает выбранную граничную скорость автомобиля, при чём водитель может полностью нажать на педаль газа (не путать с темпосетом).

Граничная скорость автомобиля может быть записана в электронном блоке управления.

Система АБС для прицеп-

Основной контур состоит из микрокомпьютера, который содержит комплекс программ по расчёту и логической обработке сигналов управления, а также по выдаче величины сигналов для группы управления клапанами.

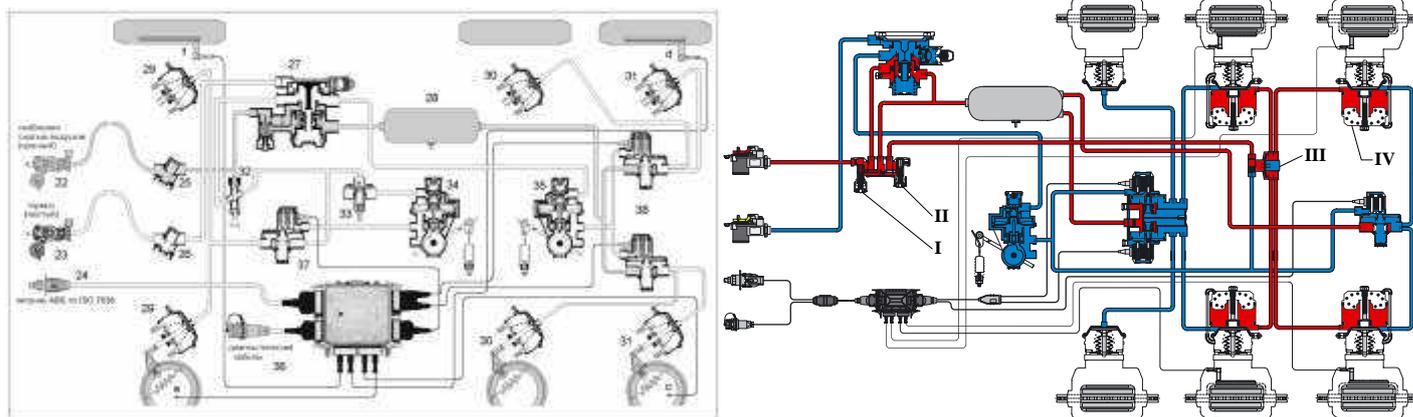


Рис. 8. ABS Прицепа и полуприцепа

При начале движения, а также при торможении и во время движения, система ABS, т.е. датчики, магнитные клапаны, электронный блок и соединения, проверяется функциональной группой, которая сообщает водителю о возможной неисправности с помощью контрольной лампочки и, при необходимости, отключает систему ABS или отдельные составляющие. В этом случае действие обычной тормозной системы сохраняется, только функция антиблокировки ограничивается или отсутствует полностью.

Управление клапанами содержит силовые транзисторы (выходной каскад), которые в зависимости от сигналов, поступающих от основного контура, подают заданный ток к магнитным клапанам.

### Магнитный клапан ABS (рис. 9)

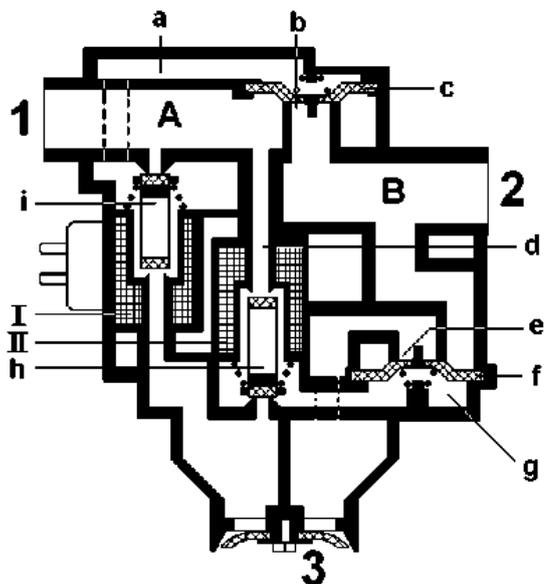


Рис. 9. Магнитный клапан ABS

#### Назначение:

Задачей магнитного клапана является быстрое (миллисекунды) повышение, снижение или поддержание давления в тормозных цилиндрах в процессе торможения в зависимости от регулирующих сигналов электронного блока.

#### Принцип действия:

##### а) Повышение давления

Оба магнита клапанов I и II не возбуждены, впускное отверстие клапана (i) и выпускное отверстие клапана (h) закрыты. В камере предварительного управления (a) диафрагмы (c) отсутствует давление. Имеющийся на выводе 1 сжатый воздух попадает из камеры A через открытое впускное отверстие (b) в камеру B, а оттуда - через вывод 2 к тормозным цилиндрам. Одновременно сжатый воздух проходит также через отверстие (d) в камеру предварительного управления (g) диафрагмы (f) и выпускное отверстие (e) остается закрытым.

##### б) Снижение давления

Если электронный блок ABS выдает сигнал для сброса давления, то магнит клапана I возбуждается, клапан (i) закрывает соединение с выпуском 3 и проход к камере предварительного управления (a) открывается. Имеющийся в камере A сжатый воздух проходит в камеру предварительного управления (a) и диафрагма (c) закрывает впускное отверстие (b) в камеру B. Одновременно переключается магнит клапана II, клапан (h) закрывает проход отверстия (d) так, что имеющийся в камере предварительного управления (g) сжатый воздух может выйти в атмосферу через выпуск 3. Диафрагма (f) открывает выпускное отверстие (e) и имеющееся на выводе 2 тормозное давление выходит в атмосферу через выпуск 3.

##### в) Поддержание давления

С помощью соответствующего импульса при реверсировании магнита II клапана (h) закрывается проход к выпуску 3. Сжатый воздух из камеры A снова проходит через отверстие (d) в камеру предварительного управления (g) и диафрагма (f) закрывает выпускное отверстие (e). Таким образом осуществ-

ляется блокировка повышения или падения давления в камере В и соответственно в тормозных цилиндрах.

### Ускорительный клапан АБС (рис. 10)

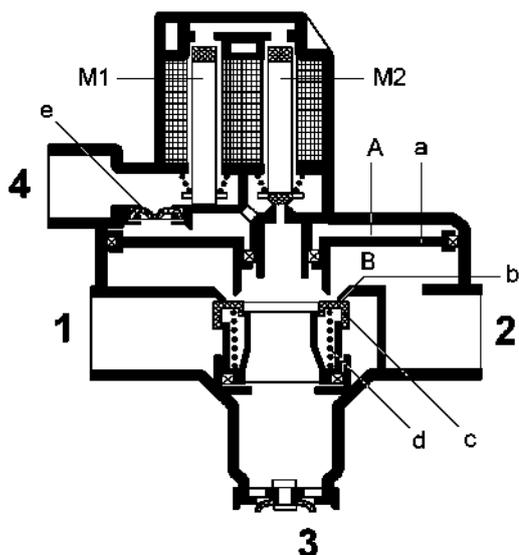


Рис. 10. Ускорительный клапан АБС

#### Назначение:

Задачей ускорительного клапана АБС является быстрое (миллисекунды) повышение, снижение или поддержание давления в тормозных цилиндрах в процессе торможения в зависимости от регулирующих сигналов электронного блока. Он состоит из 2 блоков: собственно ускорительного клапана и магнитного клапана.

#### Принцип действия:

*а) Имеется сжатый воздух в питающей магистрали, однако отсутствует управляющее давление:* Кольцевой поршень (с) под воздействием пружины сжатия (d) прижимается к седлу (b), разобщая вывод 1 и камеру В (и соответственно вывод 2). Если на выводе 4 создается управляющее давление (например, 1 бар), то оно проходит через магниты (M1 и M2) в верхнюю камеру поршня А и прижимает поршень (а) вниз. В седле (b) открывается узкая щель и сжатый воздух от вывода 1 проходит в камеру В. На выводе 2 и соответственно в тормозных цилиндрах повышается давление. Так как верхняя и нижняя стороны поршня (а) имеют одинаковые активные поверхности, поршень (как только давление на выводе 2 станет равно давлению на выводе 4) встанет в первоначальное положение. Кольцевой поршень (с) снова прилегает к седлу (b) и проход от вывода 1 в камеру В перекрывается.

Если управляющее давление падает, то поршень (а) приподнимается и давление на выводе 2 выходит в атмосферу через камеру В на выпуск 3.

*б) Принцип действия управления АБС:* Повышение давления: Магниты (M1 и M2) обесточены и в камере А имеется управляющее давление. Поршень (а) находится в крайнем нижнем положении и сжатый воздух проходит от вывода 1 к выводу 2.

Поддержание давления: Магнит M1 возбужден и сердечник притягивается. Таким образом (несмотря на повышающееся управляющее давление) прерывается подача воздуха от вывода 4 к камере А. Между камерами А и В устанавливается равновесие давлений. Кольцевой поршень снова прилегает к седлу (b). Сжатый воздух не может проходить ни от вывода 1 к выводу 2, ни от вывода 2 к выводу 3 (внешний).

Снижение давления: Магнит M2 возбужден, таким образом проход в камеру А закрыт. Приподнявшаяся с M2 прокладка на седле освобождает проход к выпуску 3 и давление из камеры А выходит в атмосферу через внутреннее отверстие кольцевого поршня (а). Затем поршень (а) приподнимается и давление от вывода 2 и подключенных тормозных цилиндров выходит в атмосферу через камеру В и выпуск 3.



движения за счет сокращения тормозного пути, лучшей устойчивости транспортных средств и индикации состояния тормозных накладок.

### Структура системы

Система EBS состоит (рис. 12, 13) из одной двухконтурной, чисто пневматической, и наложенной на нее одноконтурной электропневматической системы. Эта конфигурация названа 2P/1E.

Одноконтурная электропневматическая система состоит из центрального электронного блока управления, осевого модулятора для задней оси со встроенным электронным блоком, тормозным краном EBS с 2-мя встроенными датчиками перемещения и выключателями, а также из пропорцио-ускорительного клапана, двух клапанов ABS для передней оси и электропневматического клапана управления тормозами прицепа.

Двухконтурная пневматическая система по своей структуре в основном соответствует обычной тормозной системе. Эта система является резервной и срабатывает лишь при выходе из строя электропневматического контура.

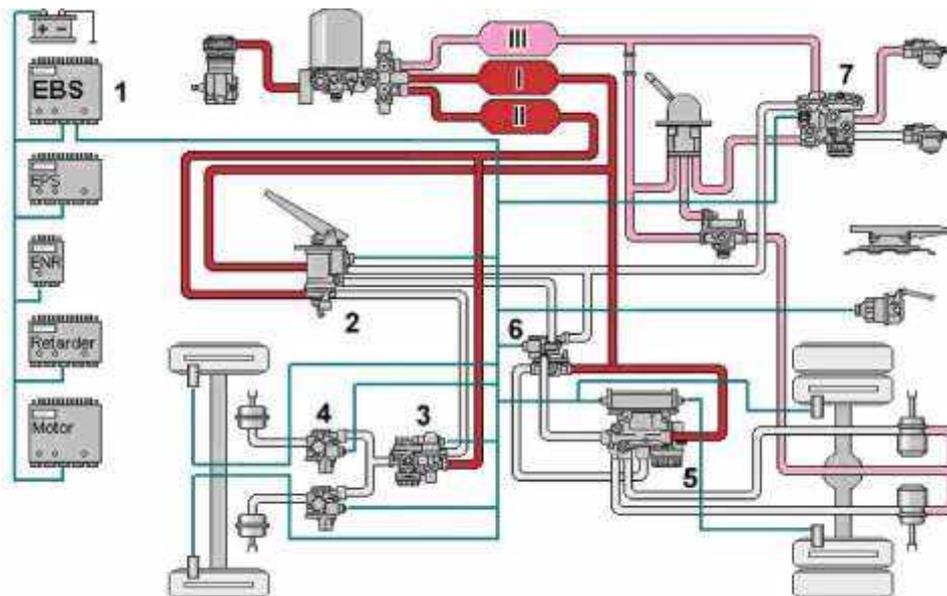


Рис. 12. Устройство EBS для грузового автомобиля 4x2:

1 - Центральный электронный блок управления; 2 - Тормозной кран EBS; 3 - Пропорциональный ускорительный клапан; 4 - Магнитный клапан ABS; 5 - Модулятор задней оси; 6 - Разобщающий клапан резервного контура; 7 - Кран управления тормозами прицепа.

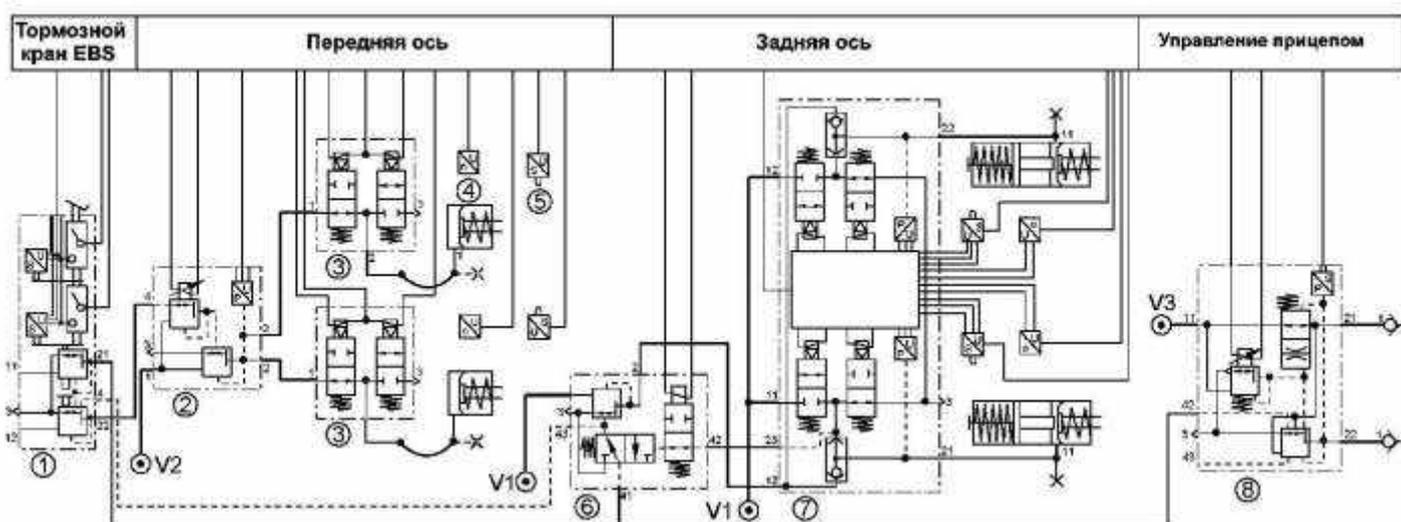


Рис. 13. Функциональная схема EBS 2P/1E

1 - Тормозной кран EBS; 2 - Пропорциональный-ускорительный клапан; 3 - Магнитный клапан ABS; 4 - Датчик скорости; 5 - Датчик износа; 6 - Разобщающий клапан резервного контура; 7 - Модулятор задней оси; 8 - Кран управления тормозами прицепа

### Центральный электронный блок управления (рис. 14)



Рис. 14. Центральный электронный блок управления

Центральный электронный блок служит для управления электронно-пневматической тормозной системой и ее контроля. Он определяет величину необходимого замедления в зависимости от выдаваемого тормозным краном EBS сигнала. Необходимое замедление вместе со скоростями вращения колес, замеренными датчиками, являются входными сигналами для блока управления EBS, которое затем вычисляет необходимое давление для передней, задней осей и для крана управления тормозами прицепа. Необходимое давление на передней оси сравнивается с полученным, и возникающая разница компенсируется пропорциональным клапаном. Аналогично происходит подача управляющего давления для прицепа. Дополнительно определяются скорости вращения колес, чтобы в случае их блокирования привести в действие ABS. Центральный электронный блок обменивается данными с осевым модулятором (при системе 6S/6M - с модуляторами) через шину обмена данными EBS. Управление прицепом, имеющим EBS, осуществляется через разъем стандарта ISO 11992.

Центральный электронный блок связан с другими системами (управление двигателем, замедлителем и т.п.) через шину обмена данными автомобиля.

### Тормозной кран EBS (рис. 15)

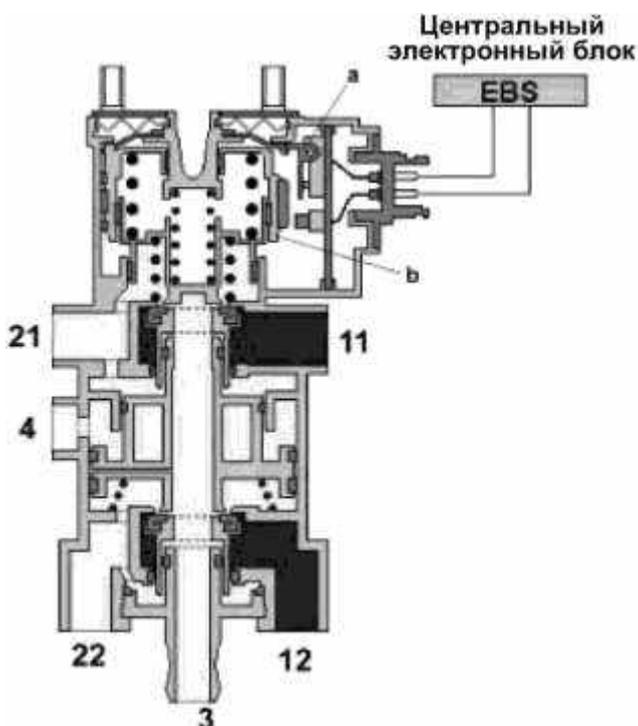


Рис. 15. Тормозной кран EBS

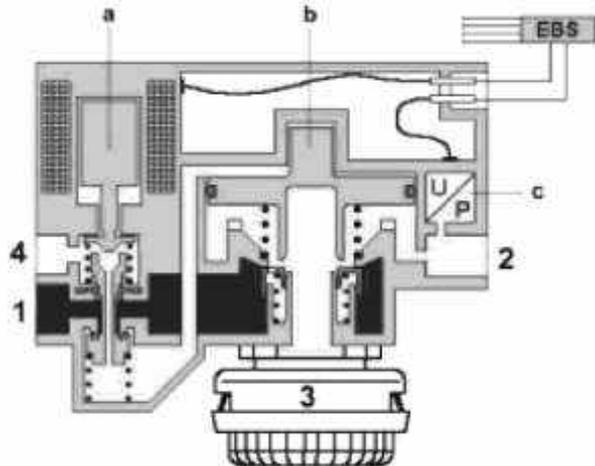


Рис. 16. Пропорциональный-ускорительный клапан

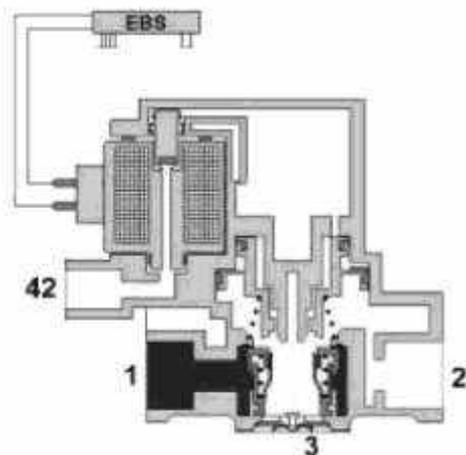


Рис. 17. Разобшающий клапан резервного контура

Тормозной кран EBS применяется при формировании электрического и пневматического сигналов для подачи и сброса давления в электронно-пневматической тормозной системе. Прибор имеет два пневматических и два электрических контура. Начало воздействия на кран распознается двойным выключателем (а). Перемещение штока (b) регистрируется и выдается в виде электрического сигнала импульсной модуляции. После этого осуществляется подача резервных тормозных давлений в 1-й контур (вывод 21) и 2-й контур (вывод 22). При этом давление во 2-м контуре появляется несколько позднее. Имеется возможность через дополнительный управляющий вывод 4 (по желанию клиента) воздействовать на пневматическую характеристику 2-го контура. При выходе из строя одного из контуров (пневматического или электрического), оставшиеся контуры остаются работоспособными.

оставшиеся контуры остаются работоспособными.

### Пропорциональный-ускорительный клапан (рис. 16)

Пропорциональный-ускорительный клапан применяется в электронно-пневматической тормозной системе для управления давлением передней оси.

Он состоит из пропорционального магнитного клапана (а), ускорительного клапана (b) и датчика давления (с). Электрическое управление и контроль осуществляется центральным электронным блоком EBS. Поданный от электронного блока ток управления посредством пропорционального магнитного клапана преобразуется

в управляющее давление ускорительного клапана. Давление на выходе 2 пропорционального клапана соответствует управляющему давлению. Пневматическое управление ускорительным клапаном (вывод 4) происходит посредством давления резервного контура, которое подается от вывода 22 тормозного крана EBS.

### Разобшающий клапан резервного контура (рис. 17)

Разобшающий клапан резервного контура применяется для подачи или сброса давления в тормозных цилиндрах задней оси, в случае выхода из строя электрического контура, и состоит из нескольких клапанов, которые выполняют следующие функции:

- Функции 3/2 ходового клапана для запираания резервного тормозного давления при работающих электропневматических контурах.
- Функция ускорительного клапана для улучшения времени срабатывания резервной системы
- Обеспечение запаздывания подачи воздуха для того, чтобы при срабатывании резервного контура синхронизировать подачу давления на переднюю и заднюю оси.
- Снижение давления воздуха, чтобы при работе резервного контура не допустить перетормаживания задней оси (снижение 2:1)

### Осевой модулятор (рис. 18)

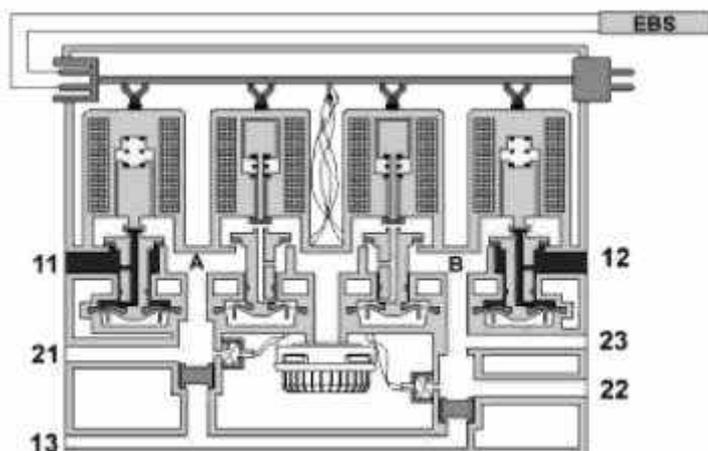


Рис. 18. Осевой модулятор

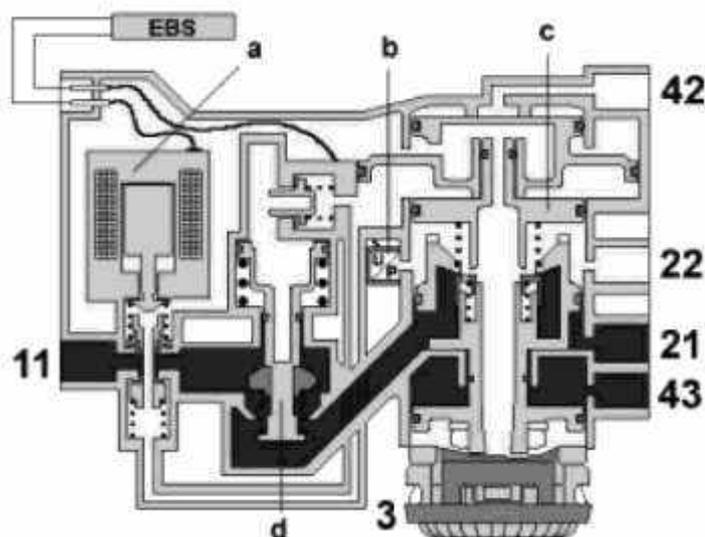


Рис. 19. Кран управления тормозами прицепа

Через двухмагистральный клапан (по одному на борт) осуществляется подача преобладающего по величине давления на тормозные цилиндры задней оси при работе резервного контура.

### Кран управления тормозами прицепа (рис. 19)

Кран управления тормозами прицепа применяется в электронно-пневматических тормозных системах для управления подачей давления на соединительные головки прицепа.

Кран управления тормозами прицепа состоит из пропорционального магнитного клапана (a), ускорительного клапана (c), клапана безопасности при обрыве магистрали (d) и датчика давления (e). Электрическое управление и контроль осуществляется центральным блоком EBS.

Поданный от электронного блока ток управления преобразуется посредством пропорционального магнитного клапана в давление управления ускорительным клапаном. Выходное давление крана управления тормозами прицепа пропорционально этому давлению.

Пневматическое управление ускорительного клапана осуществляется посредством давления резервного тормозного контура от тормозного крана EBS (вывод 42) и выходного давления ручного тормозного крана через вывод 43.

### **EBS для прицепов и полуприцепов**

На схеме, представленной на стр.20 и 21, показана тормозная система, выполненная в соответствии с нормами Европейского сообщества. Тормозная система для полуприцепа состоит из тормозного крана прицепа, автоматического регулятора тормозных сил и системы ABS. В прицепе к данной системе добавляются регулятор тормозных сил, клапан соотношения давлений для передней оси и клапан ограничения давления для задней оси.

Данная тормозная система соответствует высокому техническому уровню, особенно если она дополнена системой ABS. Несмотря на это еще имеются возможности к улучшению:

- Сокращение номенклатуры/числа составляющих и, за счет этого, стоимости установки.
- Замена пневматических клапанов и их настройки электронным управлением и возможностью параметрирования.
- За счет применения точно работающих пневматических контуров управления устраняется отклонение от характеристики пневматического клапана, которое имеется сейчас.
- За счет “электрической магистрали управления тормозами прицепа” и электронного управления можно значительно сократить время срабатывания и тормозной путь с повышением устойчивости всего автотрainsа.
- Расширение возможностей диагностики для всей тормозной системы, включая обслуживание и инструкции по устранению неисправностей.

Эти возможные улучшения стали основой для разработки электронно-пневматической тормозной системы для прицепов и полуприцепов.

EBS для полуприцепов 4S/2M

Осевой модулятор управляет давлением тормозных цилиндров по бортам на одной или двух осях.

Это происходит через два независимых пневматических канала управления (канал А и В), каждый с клапаном подачи и сброса давления, с датчиком давления и общим электронным блоком управления. Задание необходимого давления и контроль производится центральным блоком управления.

Дополнительно от двух датчиков регистрируются скорости вращения колес. При блокировании или проскальзывании поданное давление соответствующим образом изменяется. Имеется возможность подключения двух датчиков износа.

Осевой модулятор имеет дополнительный вход для резервного тормозного контура. Че-

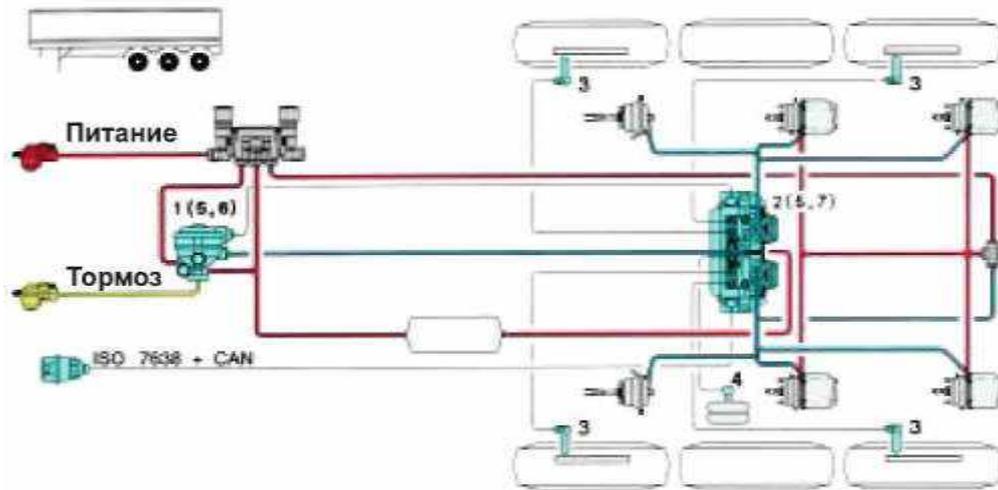


Рис. 20. EBS полуприцепа

1 - Тормозной кран EBS прицепа; 2 - Модулятор EBS прицепа; 3 - Датчик ABS; 4 - Датчик загрузки; 5 - Датчик давления; 6 - Выключатель давления; 7 - Разобщающий клапан резервного контура

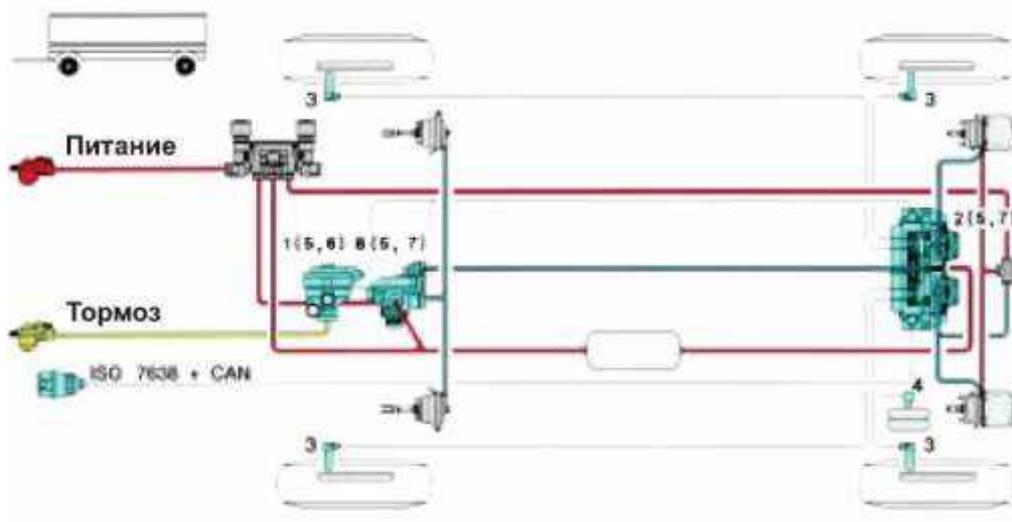


Рис. 21. EBS прицепа

1 - Тормозной кран EBS прицепа; 2 - Модулятор EBS прицепа; 3 - Датчик ABS; 4 - Датчик загрузки; 5 - Датчик давления; 6 - Выключатель давления; 7 - Разобщающий клапан резервного контура; 8 - Ускорительный клапан EBS

Структура системы Стандартная система EBS, например для 3-х осевого полуприцепа (рис.1), осуществляет электронное управление тормозным давлением по бортам. Система состоит из двухконтурного модулятора прицепа с цифровым интерфейсом подключенным к тягачу по ISO 1199-2, тормозного крана EBS прицепа, датчика загрузки и датчиков ABS. При использовании в прицепе или полуприцепе с поворотной осью используется система с дополнительным ускорительным клапаном EBS на поворотной оси, рис. 2. Прицепы с электронно-пневматической тормозной системой должны состыковываться с тягачами, имеющими обычную пневматическую тормозную систему, и с тягачами, имеющими EBS, которые в случае выхода из строя электронного привода затормаживаются резервной пневматической системой. Таким образом появляются три возможных варианта эксплуатации:

Прицеп или полуприцеп сцеплен с новым тягачом, имеющим EBS и расширенную систему питания по стандарту ISO 7638 с CAN-интерфейсом.

Используются все функции EBS. Сигнал о величине необходимого замедления передается прицепу через интерфейс.

Прицеп или полуприцеп сцеплен с тягачом, имеющим обычную тормозную систему и систему питания ABS прицепа по стандарту ISO 7638, но без CAN-интерфейса.

Используются все функции EBS исключая передачу сигнала о величине необходимого замедления через CAN-интерфейс. Задание величины необходимого замедления осуществляется за счет встроенного в тормозной кран прицепа/ полуприцепа датчика давления, который замеряет давление управления прицепом/ полуприцепом.

**Резервный режим работы**

При выходе из строя электрического питания всегда есть возможность затормозить с использованием пневмосистемы, но уже без регулирования в зависимости от загрузки и без функции ABS. При резервном режиме работы время срабатывания соответствует обычной тормозной системе. При пневматичес-

ком управлении прицепом/ полуприцепом с EBS значительно улучшается время срабатывания за счет электрического измерения давления управления. При эксплуатации в сцепке с тягачом с EBS и управлении через CAN-интерфейс происходит одновременная подача давления в тягаче и прицепе/ полуприцепе.

## Тема 4: Применение электронных систем управления гидро- и пневмоприводом. Телематика. Диагностирование гидро- и пневмоприводов

### ECAS - Система электронного управления пневмоподвеской

ECAS - система электронного управления пневмоподвеской для грузовых транспортных средств, которая выполняет многочисленные функции. За счет применения электронного управления обычная система пневмоподвески может быть значительно улучшена:

- Снижение расхода воздуха во время движения
- Различные уровни (например, высота рамп) могут поддерживаться постоянными за счет автоматического управления
- Установка пневмосистемы упрощается, уменьшается длина магистралей.
- Такие дополнительные функции, как запоминание различных уровней, компенсация проседания шин, защита от чрезмерной загрузки транспортного средства, помощь при трогании и управление подъемной осью, легко поддаются реализации.
- За счет больших сечений клапанов ускоряется процесс подачи и сброса воздуха.
- Удобство и безопасность управления пневмосистемой при применении пульта управления.
- За счет программирования параметров электронного блока появляется дополнительная гибкость в выборе конфигурации системы.
- Удобство в обслуживании и диагностике.

В отличие от механической системы управления пневмоподвеской, управление ECAS осуществляется электронным блоком, который в зависимости от показаний датчиков перемещения выдает управляющий сигнал на магнитный клапан.

Наряду с поддержанием постоянного транспортного положения электронный блок вместе с

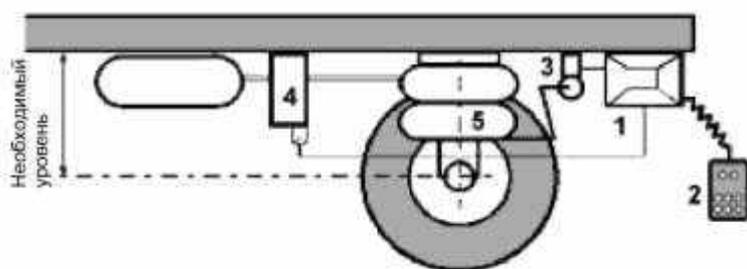


Рис. 1. Система ECAS:

- 1 - Электронный блок; 2 - Пульт управления; 3 - Датчик перемещения; 4 - Магнитный клапан; 5 - Пневмобаллон

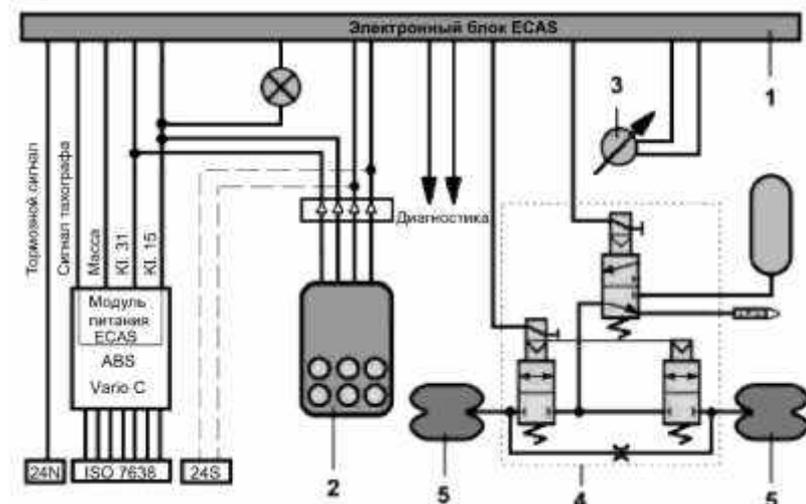


Рис. 2. Система ECAS прицепа:

- 1 - Электронный блок; 2 - Пульт управления; 3 - Датчик перемещения; 4 - Магнитный клапан; 5 - Пневмобаллон

пультом управления позволяют выполнить функции, которые в обычной пневмоподвеске можно реализовать лишь с помощью дополнительных клапанов.

ECAS позволяет реализовать также дополнительные функции. Системой ECAS могут оснащаться всевозможные прицепы на любых этапах их производства. ECAS работает только при включенном зажигании. На прицепах питание осуществляется от системы ABS. Помимо этого система ABS выдает для ECAS так называемый сигнал С3 - информация о текущей скорости транспортного средства. Для того, чтобы имелась возможность управлять электронной пневмоподвеской на прицепе не сцепленном с тягачом, необходим дополнительный аккумулятор.

### Описание работы системы (рис. 1, 2)

Датчик перемещения (3) посто-

янно замеряет положение по высоте транспортного средства и передает значения электронному блоку (1). Если электронный блок определяет отклонение от необходимого уровня, то подается сигнал на магнитный клапан (4) для приведения транспортного средства в необходимое положение.

Посредством пульта управления (2) можно при движении не выше определенной скорости (при остановке) изменять положение транспортного средства по высоте (например при разгрузке у рампы).

Горящая сигнальная лампа будет информировать об отклонении от транспортного положения.

Мигание сигнальной лампы говорит об ошибке в системе, распознанной электронным блоком.

### Электронный блок ECAS (рис. 3)



Рис. 3. Блоки управления ECAS

Электронный блок управления  
Электронный блок управления является основной частью системы. В автомобиле он соединяется при помощи 35 или 25 контактного разъема с составляющими системы. Блок управления размещается в кабине водителя.

Электронный блок ECAS для прицепов имеет коммутационную плату с несколькими штекерами, к которой подключены составляющие элементы системы. Он размещен в специальном защитном корпусе и крепится на раме прицепа. С помощью данного электронного блока можно реализовать множество вариантов

конфигурации системы. Для датчиков перемещения, датчиков давления и блоков магнитных клапанов предусмотрено место для подключения. Подключенные кабели выводятся из корпуса через боковое отверстие.

Электронный блок имеет в своем составе микропроцессор, который обрабатывает лишь цифровые сигналы. К процессору подключен блок памяти. Магнитные клапаны и сигнальная лампа подключены через конечный каскад. Функцией электронного блока является

- постоянный контроль за входящими сигналами
- перевод сигналов в цифровой вид
- сравнение полученных значений сигналов с заданными
- в случае отклонения от заданного значения расчет необходимого сигнала управления
- управление магнитными клапанами

Дополнительные функции электронного блока

- сохранение и обработка данных
- обмен данными с пультом управления и диагностическим прибором – постоянный контроль за работой всех составляющих системы
- контроль состояния загрузки (системы с датчиком давления)
- распознавание ошибок

Для быстрого реагирования на отклонение от заданных значений микропроцессор постоянно обрабатывает программу. Одной обработки программы достаточно для выполнения всех вышеназванных функций. Данная программа записана в постоянную память. Она периодически обращается к данным, сохраненным в памяти. Эти данные влияют на расчет и, далее, на управляющий сигнал от электронного блока. С этими данными в программу передаются параметры калибровки, конфигурации системы и другие.

## Магнитные клапаны (рис. 4, 5)

Для системы ECAS были разработаны специальные блоки магнитных клапанов. Благодаря соединению нескольких магнитных клапанов в один компактный блок значительно снизились их размеры и затраты на подключение. Управляемые электронным блоком как исполнительным элементом магнитные клапаны преобразуют напряжение в процесс подачи или сброса воздуха, т.е. повышают, снижают или поддерживают объем воздуха в пневмобаллонах.

Чтобы обеспечить большую пропускную способность воздуха, используются клапаны с предварительным управлением. Сначала магниты включают клапаны с небольшим условным проходом, управляющий воздух от которых проходит на поверхности поршней соответствующих управляющих клапанов (диаметр 10 или 7 мм).

В зависимости от назначения применяются различные типы магнитных клапанов (рис. 5); для управления только одной осью достаточно одного "седельного" клапана, для регулирования подъемной оси применяется более сложный в изготовлении клапан золотникового типа. Оба типа магнитных клапанов выполняются по одной комплексной модели. В зависимости от назначения один и тот же корпус оснащается различными деталями клапанов и магнитами.

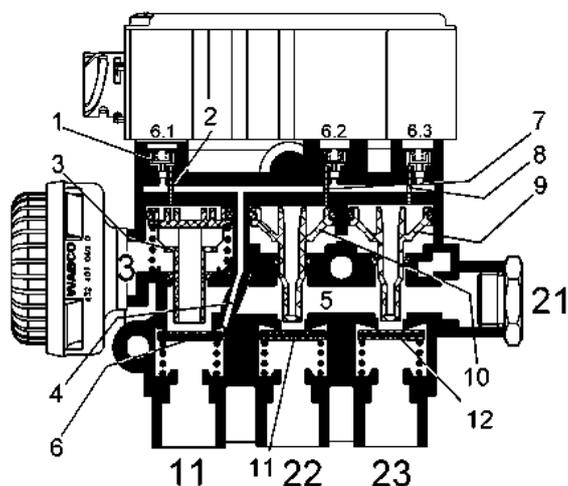


Рис. 4. Магнитный клапан ECAS



Рис. 5. Разновидности магнитных клапанов

Одинарный магнитный клапан (рис. 4) имеет три магнита. Один магнит (6.1) управляет центральным клапаном подачи и сброса воздуха (его называют также центральным 3/2 ходовой клапан), другие управляют соединением обоих пневмобаллонов (2/2 ходовые клапаны) с центральным клапаном подачи и сброса воздуха. С помощью этого клапана можно осуществить так называемую 2 точечную регулировку, при которой с помощью датчиков перемещения на обеих сторонах оси по отдельности регулируется высота бортов автомобиля, и, таким образом, несмотря на неравномерное распределение нагрузки на кузов сохраняется осевая параллель.

### Конструкция клапана

С помощью магнита 6.1 включается клапан предварительного управления (1), управляющий воздухом от которого через отверстие (2) воздействует на управляющий поршень (3) клапана подачи и сброса воздуха. Снабжение клапана предварительного управления осуществляется через вывод 11 "Питание" и соединительное отверстие (4). На рисунке показан клапан подачи и сброса воздуха в положении сброса, при котором воздух из камеры (5) может проходить через отверстие в управляющем поршне (3) к выводу 3. При подаче тока на магнит 6.1 управляющий поршень (3) смещается вниз, закрывая сначала отверстие в управляющем поршне с помощью пластины клапана (6). В заключении пластина клапана отжимается со своего места (седла) (поэтому существует название седельный клапан) так, что воздух из накопительного ресивера может проходить в камеру (5).

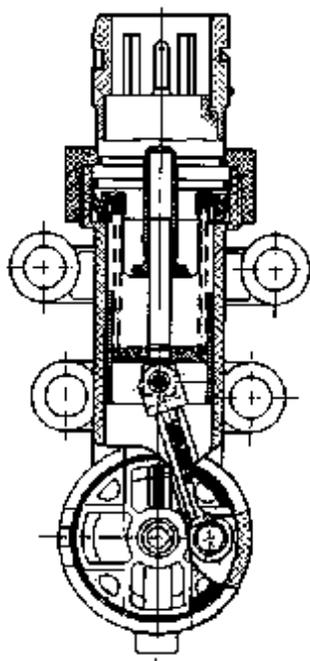


Рис. 6. Датчик перемещения

#### Датчик перемещения ECAS (рис. 6)

Внешне датчик перемещения похож на стандартный клапан положения кузова, так что его можно устанавливать в том же самом месте на раме автомобиля (отверстия крепления расположены одинаково). В корпусе датчика находится катушка, в которой вверх и вниз перемещается сердечник. Сердечник через шатун связан с эксцентриком, который располагается на валу рычага. Рычаг соединен с осью автомобиля. Если теперь изменить расстояние между кузовом и осью, то рычаг поворачивается, задвигая или выдвигая сердечник. Таким образом изменяется индуктивность. Электронный блок измеряет величину индуктивности, преобразовывая ее в значения перемещения.

#### Управляющий клапан подъемной оси (рис. 7)

##### Назначение:

Гамма клапанов подъемной оси была расширена одноконтурным вариантом. С его помощью, подъемная ось может автоматически управляться системой EBS D трейлера в зависимости от текущей загрузки, выполняя функцию облегчения старта. Функции электрического управления и контроля выполняются при помощи модулятора прицепа.

##### Способ действия:

Идущая от ресивера питающая магистраль подсоединена к выводу 11. Служащий рабочим элементом клапана магнитный сердечник (d) под действием нажимной пружины (b) перекрывает выпускное отверстие (c), и таким образом, вывод 21 подъемного пневмобаллона соединен с каналом стравливания 31.

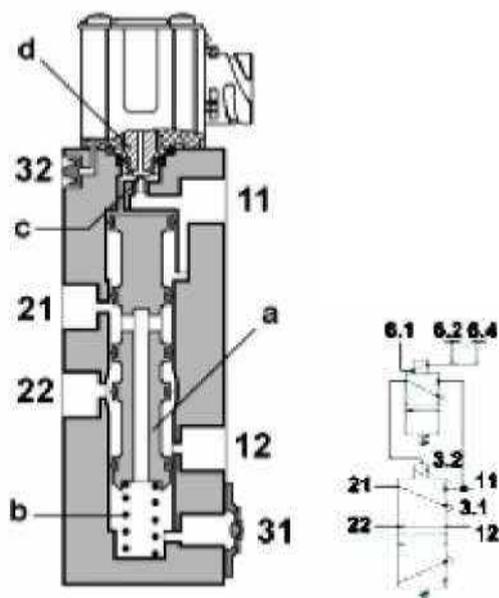


Рис. 7. Управляющий клапан подъемной оси

При подаче напряжения на катушку возбуждения, сердечник (d) поднимается вверх, впускное отверстие (c) открывается. Подаваемый сжатый воздух нагружает поршень (a) и отжимает последний против направления действия нажимной пружины (b) вниз. Соединение между выводами пневмобаллонов (12 с 21) блокируется, и сжатый воздух из пневмобаллонов подъемной оси (вывод 22) выпускается через поршень (a) и канал стравливания 31 в атмосферу. Одновременно, сжатый воздух проходит от вывода 11 через вывод 21 и нагружает подключенный далее подъемный пневмобаллон. Для опускания подъемной оси, прекращается подача напряжения на катушку возбуждения, и сердечник (d) перекрывает впускное отверстие (c). Сжатый воздух над поршнем (a) стравливается через катушку и канал стравливания 32. Нажимная пружина отжимает поршень (a) вверх, и теперь управляющий клапан подъемной оси снова находится в исходном положении, в котором выводы (12 с 22) и (21 с 31) соединены.

После вывинчивания патрубка с каналом стравливания становится возможной выполнение функции облегчения старта при помощи остаточного давления. Для этого от канала стравливания к 3-ходовому 2-позиционному магнитному клапану для удержания остаточного давления необходимо провести магистраль, а к выводу IN/OUT 1 модулятора необходимо подключить кабель управления. Канал стравливания клапана подъемной оси (вывод 3) перекрывается 2-ходовым клапаном, растормаживается модулятором EBS-D, в пневмобаллонах поддерживается максимально возможное давление. Функция облегчения старта может быть активизирована переключателем.

### Система управления дверными механизмами автобусов ETS (рис. 8)

Автобусы, используемые для общественного транспорта и частными владельцами стали оборудоваться системами безопасности. Двумя наиболее важными критериями, которым эти системы должны удовлетворять, являются защита людей и предметов, при открывании и закрывании дверей и предотвращение резкого движения дверей при возобновлении подачи воздуха в дверные цилиндры.

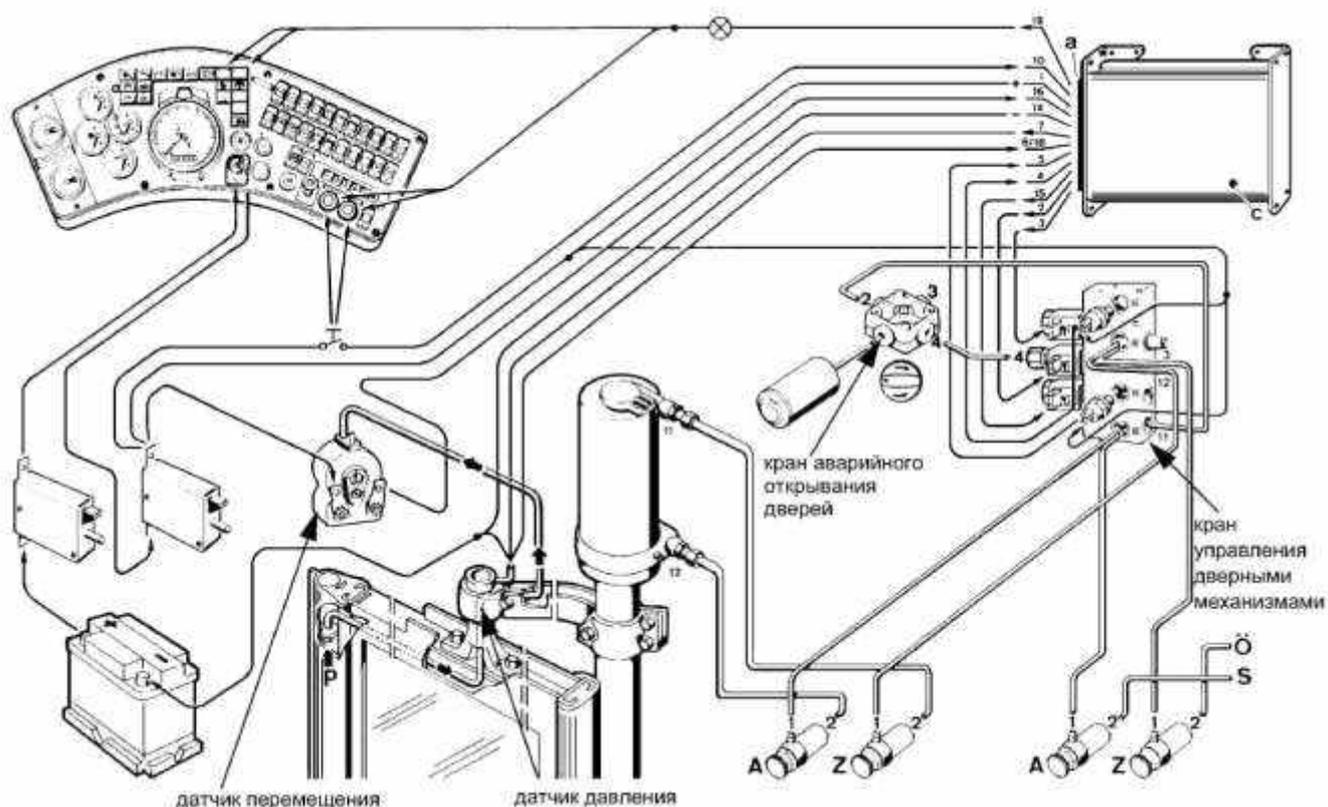


Рис. 8. Пример системы ETS с поворотным приводом

### Пневматическое управление

В отличие от применявшихся ранее систем, работающих по принципу сброса давления и снижения давления, количество компонентов в системе ETS значительно уменьшилось. Они заменены одним краном управления дверными механизмами, который сбрасывает и подает давление в дверные цилиндры (рабочая функция). Предотвращает резкое движение дверей при возобновлении подачи воздуха в дверные цилиндры после срабатывания крана аварийного открывания дверей. На дверь не действует сила. Ее можно подвинуть рукой и снизить опасность для пассажира.

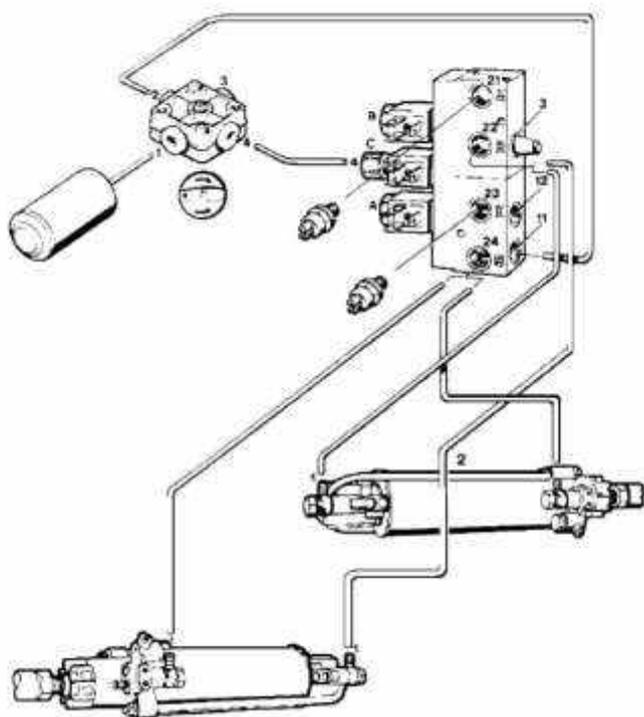


Рис. 9. Пример системы ETS с линейным приводом

### Пример системы ETS с поворотным приводом (Рис. 8)

На приведенной схеме системы ETS показано подключение компонентов. В этом случае рассматривается система с поворотным приводом, т.е. дверной цилиндр смонтирован непосредственно на поворотном вале двери. На этом примере дверь контролируется в дополнение к датчику перемещения датчиком давления, который приводится в действие импульсом давления от уплотнения на канте двери. Для выполнения данной функции электронный блок имеет дополнительный вывод.

### Пример системы ETS с линейным приводом (рис. 9)

На приведенной схеме системы показано подключение компонентов системы с линейным приводом. Электрическое подключение идентично предыдущей схеме.

Для обеих систем свойственно, что скорость открывания и закрывания дверей регулируется посредством соответствующего дросселя.

## ТЕЛЕМАТИКА В АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

Термин «Телематика» образован от "Telecommunication" и "Informatics". Система телематики предназначена для сбора и передачи информации о местонахождении транспортного средства, о техническом состоянии автомобиля, ряда дополнительных эксплуатационных параметров владельцу транспортного средства, либо в службу эксплуатации подвижного состава.

Функции телематики:

- 1) Определение местоположения АТС.
- 2) Техническое состояние автомобиля.
- 3) Состояние, параметры перевозки груза.

Система телематики базируется на принципе обмена данными по шине «CAN» между блоками управления системами автомобиля и на использовании каналов связи спутниковых навигационных систем, через которые происходит передача информации оператору и далее – автовладельцу. На рис. 10 приведен пример такой системы, установленной на полуприцепе.

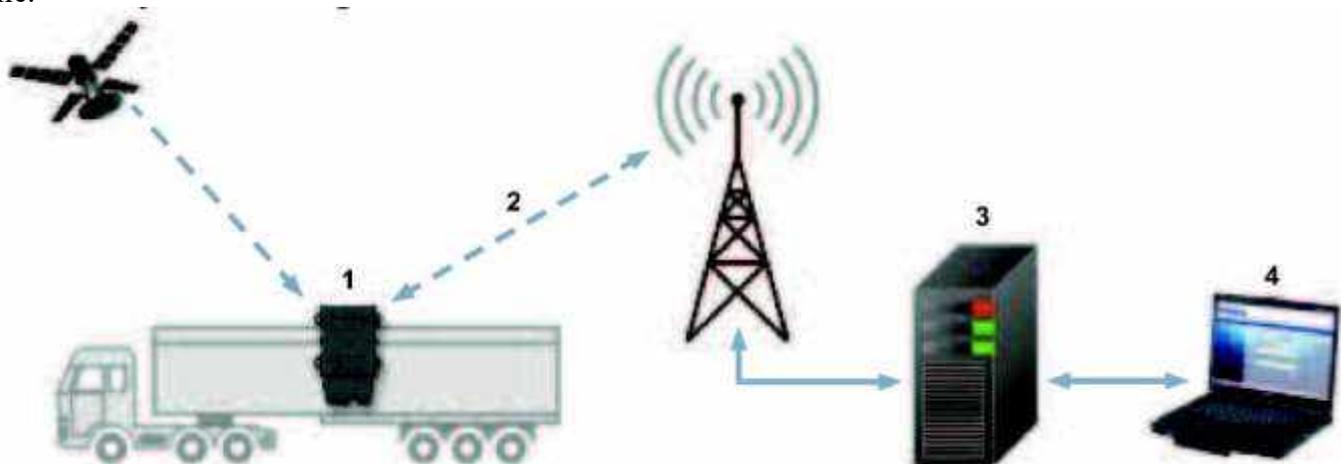


Рис. 10. Компоненты телематики

1 – блок телематики, установленный на полуприцепе; 2 – канал обмена данными; 3 – сервер оператора обслуживания системы телематики; 4 – ПК автовладельца

### Функционирование системы

На рис. 11 показана взаимосвязь телематики с блоками управления систем полуприцепа:

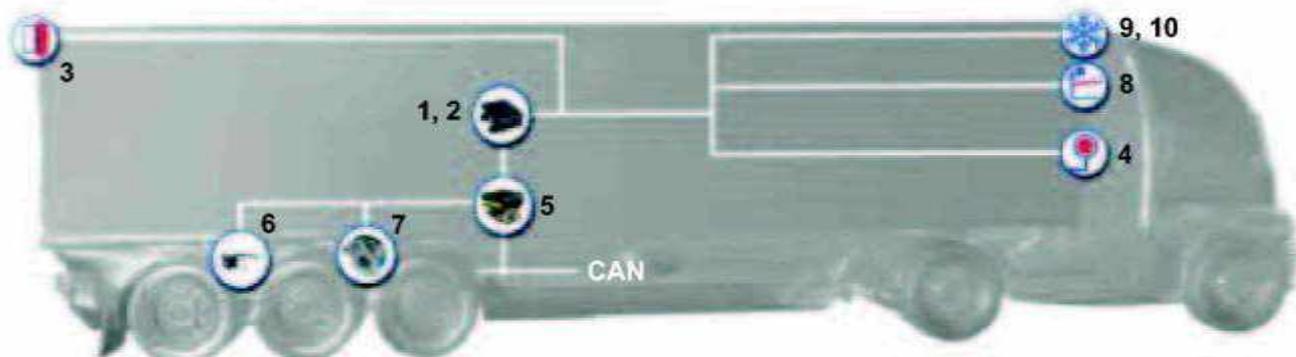


Рис. 11. Взаимосвязи телематики с блоками управления и датчиками

- 1 – Блок управления телематики: определяет параметры «местоположение», «дата», «время», «пройденное расстояние».
- 2 – Аккумулятор блока телематики.
- 3 – Датчик закрытия дверей.
- 4 – Датчик активности телематики.
- 5 – Блок управления EBS: определяет параметры «Скоростной режим АТС», «Пробег прицепа», «Уровень загрузки прицепа», «Пробег с отключенной EBS», «Техническое состояние тормозной системы и подвески».
- 6 – Датчики давления в шинах (в том числе и в запасном колесе).
- 7 – Датчики износа тормозных колодок.
- 8 – Датчик температуры в фургоне.
- 9 – Блок управления системой охлаждения фургона: определяет техническое состояние системы охлаждения фургона.
- 10 Датчик уровня зарядки аккумулятора блока управления системой охлаждения фургона.

## **ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДА**

### **Диагностирование гидропривода**

Усложнение гидросхем приводит к увеличению трудоемкости ТО и ТР, а неоправданные разборки элементов гидропривода снижают их ресурс. Диагностирование позволяет значительно сократить время поиска дефекта гидропривода и снизить трудозатраты при его ТО и Р. Существующие методы диагностирования гидропривода по трудоемкости условно можно разделить на пять групп:

- статопараметрический метод, наиболее трудоемкий, требующий отвода из гидросистемы потока рабочей жидкости;
- методы амплитудно-фазовых и переходных характеристик и термодинамический, требующие установки в гидросистему датчиков, имеющих контакт с рабочей жидкостью;
- спектральный анализ и индикация инородных примесей, т.е. методы, требующие отбора проб рабочей жидкости;
- акустический, виброакустический, силовой и метод измерения скорости нарастания усилия на исполнительном элементе, т. е. методы, требующие установки датчиков, не имеющих контакта с рабочей жидкостью;
- кинематический метод, наименее трудоемкий, не требующий установки специальных датчиков.

Метод амплитудно-фазовых характеристик (метод пульсаций давления) основан на измерении колебаний давления в напорной магистрали насоса в установившемся режиме его работы и предназначен для оценки технического состояния качающих узлов аксиально-поршневых насосов по осциллограмме пульсации давления. Этот метод позволяет определить суммарный износ в кинематической цепи, обеспечивающей возвратно-поступательное движение поршней. Недостатком его является невозможность определения износа элементов, влияющих на внутренние перетечки.

Метод переходных характеристик (волновой метод) основан на анализе диаграмм изменения давления на участках гидросхемы после переходных режимов ее работы. Ударная волна, проходя по участку гидросхемы, несет информацию о всех гидравлических сопротивлениях (золотниках, клапанах, вмятинах, утечках). Сравнив полученную ударную диаграмму с эталонной, можно оценить изменения в гидросистеме. Данный метод обладает высокой информативностью, но сложна расшифровка диаграмм. Кроме того, во время проведения измерений необходимо исключать из схемы узлы, влияющие на гашение пульсаций.

Термодинамический метод позволяет путем измерения перепадов температур на входе и выходе элементов гидросхемы определять их полный КПД. Основывается он на превращении в тепло энергии, теряемой в элементах гидропривода. Метод эффективен в условиях эксплуа-

тации, однако требует высокой точности измерения температуры, наличия сведений о теплофизических свойствах применяемой гидрожидкости либо использования сложных измерительных схем.

Метод спектрального анализа заключается в определении количества и вида продуктов износа элементов гидропривода в рабочей жидкости. Он позволяет обнаруживать износ на его ранней стадии, однако сложно локализовать продукты износа одной детали.

Метод индикации инородных примесей основан на определении количества продуктов износа деталей в гидрожидкости при помощи специальных магнитных пробок, а также количества воды и дизельного топлива посредством несложного химического анализа.

Акустический метод применяется для диагностирования внутренней негерметичности гидроагрегатов. Он основан на измерении в ультразвуковом диапазоне шума рабочей жидкости, перетекающей через поврежденные уплотнения. Предварительная тарировка позволяет определить утечки в гидрораспределителях, клапанах и других элементах гидросхемы. Достоинство - скорость измерений, недостаток - необходимость предварительной тарировки и наличие значительных помех от соседних агрегатов.

Виброакустический метод основан на анализе параметров вибрации объекта диагностирования. Применяется в основном для гидроагрегатов с явно выраженными циклическими рабочими процессами, например для аксиально-поршневых гидронасосов. Основное достоинство - принципиальная возможность получения информации о любом элементе гидропривода без его разборки, недостаток - сложность выделения полезной информации.

Силовой метод основан на определении усилия, развиваемого исполнительным механизмом. Метод широко применяется при оценке общего состояния гидропривода сельскохозяйственных машин в стационарных и полевых условиях. Достоинством его является возможность интегральной оценки состояния всего гидропривода исполнительного механизма, недостатком - невысокая точность.

Метод измерения скорости нарастания усилия на исполнительном элементе является развитием силового метода для определения технического состояния гидросистем сельскохозяйственных машин, в которых в качестве исполнительных элементов используются гидроцилиндры. Для измерения усилия применяются быстросъемные накладные датчики. Достоинством метода является возможность быстрого получения информации для оценки общего состояния гидропривода, однако он не может использоваться для диагностирования гидросхем с гидромотором.

Кинематический метод, являясь наименее трудоемким, определяет общее техническое состояние гидропривода по скорости перемещения исполнительных элементов, нагруженных рабочим оборудованием. Он достаточно прост и не требует применения специального оборудования, однако имеет невысокую точность.

На основе наиболее распространенного статопараметрического метода разработаны переносные и стационарные средства диагностирования гидропривода.

Наиболее простым по конструкции переносным средством диагностирования гидропривода является устройство КИ-5473, предназначенное для проверки гидросистем с рабочим давлением до 10 МПа. Оно состоит из дросселя-расходомера, комплекта сменных переходников и шлангов, размещенных в двух футлярах, и служит для проверки давления настройки предохранительных клапанов от 1,0 до 15 МПа и расхода рабочей жидкости в пределах от 10 до 90 л/мин. Дроссель-расходомер КИ-1097-1 (рис. 12) состоит из корпуса с входным и выходным штуцерами, рукоятки дросселя с лимбом и манометра. Действие прибора основано на контроле положения лимба дросселя, при котором измеряемый поток рабочей жидкости  $Q$  создает давление  $P = 10$  МПа. Шкала лимба проградуирована в единицах расхода рабочей жидкости с вязкостью  $(48 \dots 80) \cdot 10^6$  м<sup>2</sup>/с при температуре  $(50 \pm 5)$  °С. На рис. 13 приведены схемы подключения прибора к гидроприводам различного типа.

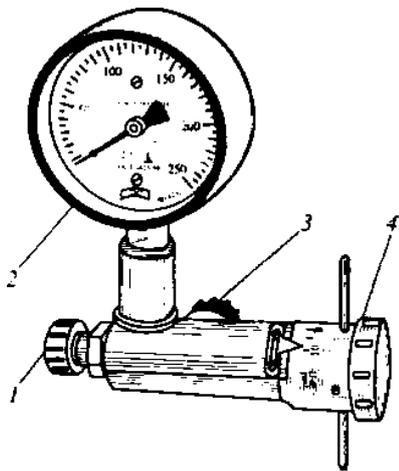


Рис. 12. Общий вид дросселя-расходомера КИ-1097-1:  
1 - входной штуцер; 2- манометр; 3- выходной штуцер; 4- поворотная рукоятка

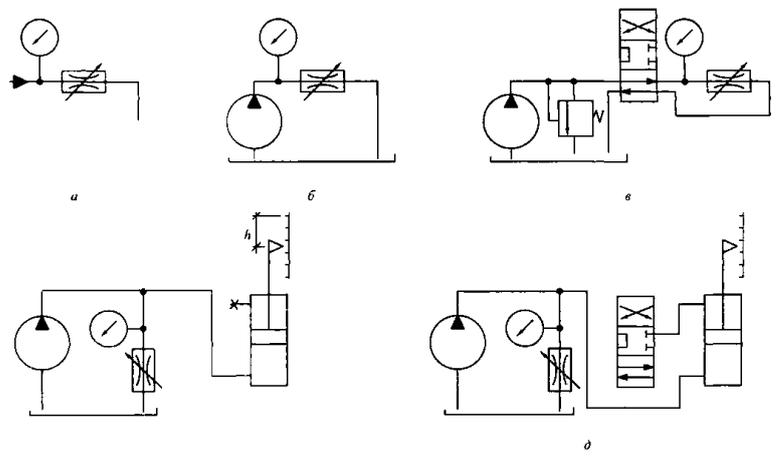


Рис. 13. Схема дросселя-расходомера (я) и схемы его включения для определения подачи насоса (б), давления настройки клапана (в), внутренних перетечек в гидроцилиндре (г) и утечек в гидрораспределителе (д)

### Диагностирование состояния и техническое обслуживание гидравлического привода тормозной системы

Важным фактором исправной работы гидравлического тормозного привода является тщательный осмотр всех трубопроводов и соединений. При проведении осмотра необходимо определить:

- наличие вмятин и трещин на трубопроводах, появление которых не допускается;
- наличие следов соприкосновения резиновых шлангов с минеральными маслами и смазками, разрушающими резину;
- отсутствие вздутий на шлангах, появляющихся при нажатии на педаль тормоза, при наличии которых шланги надо заменить;
- целостность скоб крепления трубопроводов;

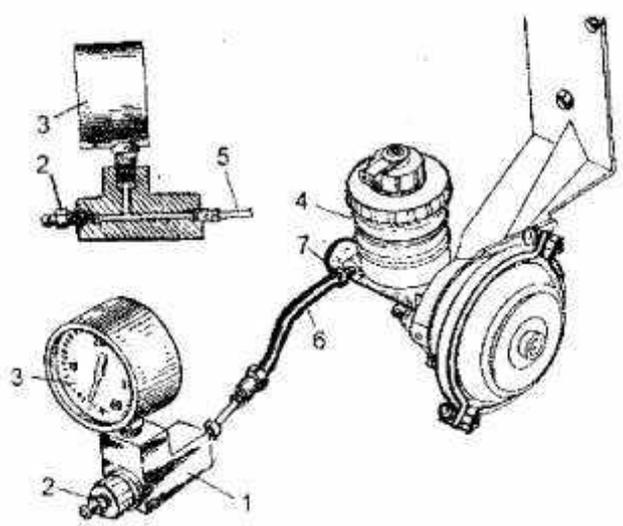


Рис. 14. Приспособление для проверки главного тормозного цилиндра:  
1 - штуцер; 2 - клапан прокачки; 3 - манометр; 4 - главный тормозной цилиндр с пневмокамерой; 5 - трубка; 6 - шланги от главного тормозного цилиндра к сигнальному клапану; 7 - перепускной болт

разрушенные скобы надо заменить; отсутствие утечки жидкости из штуцеров. При ее наличии необходимо затянуть гайки до отказа, не допуская деформации трубопроводов.

При наличии малейших сомнений в работоспособности деталей привода их следует заменить. Проверка главного тормозного цилиндра. Работоспособность главного тормозного цилиндра можно определить на автомобиле с помощью специального приспособления, показанного на рис. 14.

Причинами выхода из строя главного тормозного цилиндра являются:

- износ или потеря эластичности манжет,
- износ рабочих поверхностей цилиндра и поршней, разбухание манжет от попадания в систему минеральных масел, засорение компенсационных отверстий.

При разбухании манжет происходит, как правило, нерастормаживание автомобиля из-за перекрытия передними манжетами ком-

пенсационных отверстий. Для определения этой неисправности достаточно отсоединить трубки от главного тормозного цилиндра. Если после вытекания жидкости из рабочих полостей течь прекращается и уровень в бачке не уменьшается, то компенсационные отверстия перекрыты манжетами или засорились.

**Проверка регуляторов давления (тормозных сил) гидропривода.** Регуляторы давления установлены в гидравлическом приводе к механизмам задних тормозов и крепятся на лонжеронах рамы в задней части автомобиля.

Регуляторы давления гидропривода в техническом обслуживании не нуждаются.

Для проверки регуляторов надо выполнить следующее:

- вывернуть регулировочный болт из нажимного рычага, предварительно отвернув контргайку;
- произвести контрольное торможение автомобиля без нагрузки на сухом горизонтальном участке дороги с асфальтовым или бетонным покрытием.

Торможение надо проводить на скорости 50...60 км/ч, плавно увеличивая усилие на тормозную педаль до появления блокировки колес одной из осей.

Если в процессе торможения отмечается опережающая блокировка задних колес, то регуляторы следует отремонтировать или заменить.

Проверка сигнального устройства гидропривода проводится при подозрении на его неисправность, установке нового сигнального устройства и при каждой прокачке гидропривода. Для проверки правильности работы сигнального устройства необходимо выполнить следующее:

- убедиться в исправности лампы сигнализатора неисправности тормозной системы;
- снять защитный колпачок с клапана прокачки любой скобы переднего тормоза и надеть на его головку резиновый шланг. Свободный конец шланга опустить в прозрачный сосуд;
- отвернуть клапан прокачки на 1 оборот;
- включить приборы, заполнить систему пневмопривода сжатым воздухом;
- плавно нажать на педаль рабочих тормозов до упора и завернуть клапан. Отпустить педаль. В процессе нажатия на педаль должен загореться сигнализатор;
- при закрытых клапанах прокачки повторно нажать на тормозную педаль. При этом лампа сигнализатора должна погаснуть и при последующих нажатиях на педаль не загораться вновь;
- выключить приборы;
- снять шланг с клапана прокачки и тщательно протереть клапан;
- надеть защитный колпачок на головку клапана.

Если при проведении указанных операций лампа сигнализатора не загорается, то необходимо сигнальное устройство отремонтировать или заменить.

### **Диагностирование пневмопривода**

Существует несколько видов диагностирования пневмопривода:

- Измерение величин давления воздуха в характерных точках тормозного привода.
- Измерение давления воздуха в контрольных выходах привода.
- Поэлементная проверка технического состояния пневматического привода.
- Углубленное диагностирование пневмоаппаратов.

Диагностирование осуществляется при помощи комплекта из манометров, соединительных шлангов и арматуры, специальных устройств управления. На рис. 15 приведен пример подобного комплекта.

При диагностировании пневмопривода проводят:

- визуальный контроль;
- проверку состояния трубопроводов;
- проверку крепления приборов;
- проверку ресиверов и прочих резервуаров;
- проверку устройства для предотвращения замерзания;



Рис. 15. Диагностический комплект для проверки пневмопривода

- проверку целостности уплотнительных манжет;
- проверяют исполнительные элементы тормозной системы;
- испытания работоспособности и эффективности действия пневмоаппаратов привода;
- проверку герметичности системы.

**Диагностирование гидро- и пневмоприводов с электронным управлением при помощи специализированных сканеров**  
Сканер – это аппарат, считывающий диагностическую информацию с электронного блока (блоков) управления автомобилем (ЭБУ, ECU, контроллером) для диагностики электронных систем. Новейшие сканеры позволяют произвести диагностику системы управления двигателем, а также проверить коробку передач с электронным управлением, систему ABS, подушки безопасности – определять состояние электроники всего автомобиля.

Функции, которые выполняет такой ска-

нер:

Идентификация (Identification, Information): сканер считывает из ЭБУ идентификационные показатели блока управления и/или автомобиля в целом. Обычно в ЭБУ есть данные о виде блока управления, VIN-номере автомобиля, а также о номере версии аппаратного и программного обеспечения.

- Считывание кодов неисправностей из ЭБУ (Read DTC, Read Faults). Во время эксплуатации электронный блок управления следит за параметрами работы автомобиля по показателям датчиков. Если ЭБУ считает показатели с датчиков с отклонениями (к примеру, зафиксирует короткое замыкание, обрыв линии датчика или отклонение данных от норматива), в память ЭБУ будет внесен код неисправности (DTC - Diagnostic Trouble Code, ошибка), содержащий информацию о возникшей проблеме. Базовая функция любого сканера – считывание кодов неисправностей. При помощи нее можно выявить так называемые «блуждающие» неисправности, которые невозможно выявить во время обычной диагностики, но которые были зарегистрированы ранее блоком управления (контроллером). Однако не следует забывать, что полученную сканером информацию необходимо уточнять (к примеру, в случае сигнала, полученного от блока управления, об обрыве цепи датчика нужно выяснить местонахождение обрыва, а не покупать в срочном порядке новый датчик). Кроме того, все полученные данные должны перепроверяться, так как не исключена ошибка сканера при считывании или расшифровке кода, неточность подсистемы самодиагностики блока управления и пр. Подсистема самодиагностики может упустить из виду уже имеющиеся проблемы.
- Считывание снимка параметров (Freeze Frame). Во время выявления неполадок некоторые системы самодиагностики кроме кода неисправности фиксируют показатели главных текущих параметров работы двигателя. Благодаря этому сканеру мастер-диагност может на основании полученной информации определить причину и обстоятельства возникновения неполадки. Следует отметить, что данная функция получения подобных данных из ЭБУ предусмотрена не во всех приборах такого типа.

Также обращаем ваше внимание на то, что в случае наличия вышеописанной функции у сканера и автомобиля не рекомендуется удалять коды неисправностей, так как вместе с ними исчезнут также данные Freeze Frame (их нужно считывать в первую очередь).

- Удаление кодов неисправностей из памяти ЭБУ (Erase DTC, Clear DTC, Clear Fault). Проводить данную операцию следует только тогда, когда устранена причина, повлекшая за собой запись кода неисправности, или преследуется цель отсеивания случайно возникших кодов неисправностей (к примеру, из-за попадания воды или грязи на один из датчиков). Надо сказать, что «реальная» неполадка после очистки памяти ЭБУ опять появится или вовсе не будет стерта.
- Считывание текущих параметров (Data Stream, Live Data, Measuring values). Данный режим позволяет мастеру-диагносту посредством сканера считывать информацию, полученную из ЭБУ для непосредственного ее анализа. Благодаря этой функции мастер может провести диагностику поврежденного автомобиля в том случае, если ЭБУ не распознал причину сбоя в работе и не зафиксировал соответствующие коды неисправностей.
- Активация – управление исполнительными механизмами (Actuation test). С помощью режима активации мастер при помощи сканера через ЭБУ может координировать работу механизмов, которые находятся под контролем ЭБУ: клапанов, форсунок, вентиляторов, индикаторов и т.п. Это необходимо для проверки их механической или электрической пригодности.
- Сброс сервисных индикаторов (Service reset - Time inspection, Distance inspection, Oil inspection), которые сигнализируют о необходимости прохождения тех. обслуживания и замены масла.
- Адаптация (Adaptation) – совмещение управляющих блоков между собой и/или блоков управления и периферии (датчиков) во время замены деталей на новые или после повреждения настроек (к примеру, в результате установки или демонтажа во время ремонта). Особый случай адаптации – синхронизация блока управления двигателем и иммобилайзера.
- Кодирование (Coding) – корректирование настроек
- Программирование (Programming, Flashing) позволяет изменять прошивку (программы) ЭБУ.
- Справочные функции.
- Прочие функции.