

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

КЫРГЫЗСКО-РОССИЙСКИЙ СЛАВЯНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 629.3
ББК 39.33-04
М 91

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. *В.Ф. Бабак*,
д-р физ.-мат. наук, проф. *Н.С. Адигамов*

Рекомендована к изданию Ученым советом КРСУ

А.П. Муслимов, Д.В. Глазунов

**РАЗРАБОТКА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ
АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ
АВТОМОБИЛЯ**

Монография

Муслимов А.П., Глазунов Д.В.

М 91 РАЗРАБОТКА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ. Бишкек: КРСУ, 2013. 99 с.

ISBN 978-9967-05-955-9

В монографии рассмотрена структура тормозного управления автомобиля, проведена классификация тормозных систем с гидравлическим приводом, рассмотрены требования, предъявляемые к гидравлическим тормозным системам, разработан гидропривод тормозов с переменным передаточным отношением, со ступенчатым главным тормозным цилиндром и со ступенчатыми колесными тормозными цилиндрами. Проведен расчет и анализ данных автоматических тормозных приводов.

М 3203030000-13

УДК
629.3
ББК 39.33-04

ISBN 978-9967-05-955-9

© Муслимов А.П.,
Глазунов Д.В, 2013

Бишкек 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СТРУКТУРА ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ	6
2. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОРМОЗНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ АВТОМОБИЛЕЙ И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СХЕМ	9
3. ТРЕБОВАНИЯ ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ТОРМОЗНЫМ СИСТЕМАМ И ТОРМОЗНЫМ ЖИДКОСТЯМ	18
4. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	24
5. ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ТОРМОЗНЫХ ЦИЛИНДРОВ.	25
6. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ, РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ТОРМОЗНОГО ГИДРОПРИВОДА С ППО И ВЫБОР ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ.....	36
7. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СО СТУПЕНЧАТЫМ ГЛАВНЫМ ТОРМОЗНЫМ ЦИЛИНДРОМ.	46
8. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СО СТУПЕНЧАТЫМ ГЛАВНЫМ ТОРМОЗНЫМ ЦИЛИНДРОМ.	59
8.1. Динамический расчет дозирующего клапана срабатывания.	59

8.2. Динамический расчет ступенчатого главного тормозного цилиндра	62
9. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА	74
9.1. Общие сведения о гидравлическом приводе тормозной системы.....	75
9.2. Математическая модель одиночной ветви гидравлической цепи.....	78
9.3. Особенности математического моделирования гидравлической цепи.....	83
9.4. Обеспечение отказоустойчивости.....	89
10. КОНСТРУКТОРСКАЯ РАЗРАБОТКА СГТЦ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА ВАЗ	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.	94
ЛИТЕРАТУРА	96

ВВЕДЕНИЕ

Тормозная система, как и рулевое управление, относятся к так называемым активным системам безопасности, отвечающим за безопасность пассажиров. В настоящее время автомобили становятся все быстрее, и требования к элементам и узлам автомобиля, а в особенности к тормозной системе, становятся все выше и выше. На сегодняшний день создание тормозной системы, позволяющей обеспечить минимальный тормозной путь, управляемость при экстренном торможении на любых типах покрытий, является актуальным. Совершенствование конструкции тормозной системы автомобиля вызвано новейшими разработками в области микроэлектроники и микропроцессорной техники.

По данным исследования, проведенного Европейским союзом, наиболее эффективными для значительного повышения уровня безопасности дорожного движения были признаны активные системы безопасности автомобилей. Постоянно растущее число этих систем позволит вполнину сократить количество людей, погибших в автокатастрофах на дорогах страны. Это стало приоритетной целью европейской Комиссии по вопросам дорожной политики.

В настоящее время действуют 114 правил ЕЭК ООН по комплексной безопасности и экологии автотранспорта. Они содержат требования ко многим системам автомобилей, в том числе к тормозной системе, шинам, ремням безопасности, подголовникам, зеркалам, светотехнике. Создание эффективных тормозных систем, управляемых автоматикой, позволяет значительно повысить безопасность движения.

Тормозная система является основной системой, отвечающей за безопасность, и поэтому в настоящее время необходимо не только исследовать данную систему, но и постоянно ее совершенствовать.

1. СТРУКТУРА ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ

Современные автотранспортные средства отличаются высокими динамическими качествами, позволяющими достигать большой скорости движения. Однако в условиях всевозрастающей интенсивности движения, особое значение приобретают вопросы безопасности движения. В этом плане задачи управлений и, прежде всего, торможения автомобилей становится в ряд первоочередных проблем автомобильного транспорта, а тормозные системы в число важнейших узлов автотранспортных средств.

Тормозной системой автотранспортных средств называется совокупность устройств, предназначенных для снижения скорости транспортного средства, его полной остановки и удержании автомобиля на месте в неподвижном состоянии. В свою очередь, совокупность тормозных систем целесообразно называть тормозным управлением. Полная структурная схема тормозного управления современного автотранспортного средства показана на рис. 1.

Как видно из схемы, тормозное управление составляют четыре тормозные системы:

1. Рабочая тормозная система предназначена для снижения скорости автотранспортного средства в любых условиях движения и его полной остановки.

2. Запасная тормозная система служит для снижения скорости и полной остановки автотранспортного средства в случае отказа рабочей тормозной системы.

3. Стояночная тормозная система, назначение которой удерживать автотранспортное средство в неподвижном состоянии.

4. Вспомогательная тормозная система предназначена для длительного поддержания скорости автотранспортного средства постоянной или для ее регулирования в определенных пределах.

Для большинства современных автотранспортных средств роль вспомогательной тормозной системы с успехом играет двигатель, работающий в тормозном режиме. На большегрузных автомобилях, автобусах и прицепах для целей применяют специальные тормозные устройства, называемые тормозами-замедлителями.

Любая тормозная система состоит из источника энергии тормозного привода и одного или нескольких тормозных механизмов.

Источником энергии называется совокупность устройств, предназначенных для обеспечения тормозной системы энергией, необходимой для торможения.



Рис. 1. Структурная схема тормозного управления

У многих автомобилей в качестве источника энергии тормозных систем используется мускульная сила водителя. Иногда применяется несколько источников энергии. Так, на легковых и малых грузовых автомобилях источником тормозной энергии служат мускульная сила водителя и двигатель, обеспечивающий разряжение в гидровакуумном усилителе.

Тормозным приводом называется совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам и управления этой энергией в процессе ее передачи с целью осуществления торможения.

Функции тормозного привода чрезвычайно важны и многообразны. Его устройства подают сигналы начала и конца торможения и создают необходимые приводные усилия (например, подают сжатый воздух в колесные тормозные аппараты или соединяют их с атмосферой), запасают энергию (ресиверы, гидроаккумуляторы), регулируют энергию в зависимости от тех или иных внешних условий и их изменения (регуляторы тормозных сил, модуляторы противоблокировочных систем) и т.д.

Одной из важнейших функций современных тормозных приводов рабочих тормозных систем следует считать разделение энергопотока на несколько контуров.

Контуром привода называется независимая его часть, оставшаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода. Применение двух, трех и более контурных приводов значительно повышает надежность тормозного управления.

Тормозной привод образуют следующие элементы:

Орган управления, т.е. совокупность устройств, предназначенных для передачи тормозного усилия, в результате которого энергия от ее источника передается к тормозным механизмам или происходит количественное регулирование этой энергии. Это тормозной кран, главный тормозной цилиндр, ручной кран в стояночной и запасной тормозных системах, контроллер электрозамедлителя и т.п.

Передаточный механизм, представляющий совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам. В передаточный механизм входят трубопроводы, шланги, соединительные головки, разобщительные краны, клапаны быстрого оттормаживания, ускорительные клапаны и т.п.

Аккумулятор энергии – устройство, предназначенное для превращения кинетической энергии рабочего цилиндра в потенциальную с целью обеспечения постоянной возможности осуществить торможение. Общеизвестными аккумуляторами энергии яв-

ляются ресиверы, применяемые в пневматических приводах. Однако аккумулярование энергии применяется и в других случаях. Так, на современных большегрузных автомобилях стояночное торможение осуществляется колесными тормозами, на которые действуют мощные пружины, в нерабочем состоянии системы сжатые специальным контуром пневмопривода. Эти пружины являются аккумуляторами энергии. В гидродинамических приводах, имеющих в качестве источника энергии насос, применяются гидроаккумуляторы, где давление насоса поддерживает сжатой пружину или объем газа. В нужный момент сжатое тело возвращает накопленную потенциальную энергию.

Исполнительный орган – это устройство, предназначенное для передачи энергии от тормозного привода тормозному механизму. Исполнительными органами пневматических приводов являются тормозные камеры или цилиндры, гидравлических – колесные тормозные цилиндры.

Тормозным механизмом называется устройство, предназначенное для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению автотранспортного средства. Современные рабочие, запасные и стояночные тормозные системы используют в качестве тормозных механизмов фрикционные устройства, где искусственное сопротивление создается за счет регулируемого трения, вращающихся (роторных) и не вращающихся (статорных) частей. Роторные части этих тормозных механизмов постоянно и жестко связаны с колесами автомобиля.

Тормозными механизмами вспомогательных тормозных систем являются или двигатель автомобиля, или автономный замедлитель.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОРМОЗНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ АВТОМОБИЛЕЙ И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СХЕМ

В настоящее время, в рабочих тормозных системах легковых и малых грузовых автомобилей широко применяются гидравлические приводы /2/. Эти приводы имеют высокий КПД (до 92 – 95%). Давление жидкости в них распределяется равно-

мерно, они просты в техническом обслуживании и почти не требуют ухода.

По источнику энергии, для приведения в действие исполнительных тормозных механизмов, гидравлические приводы классифицируются по двум типам (см. рис. 2):

1. Привод без постоянного источника энергии, т.е. привод, где используется только энергия водителя;

2. Привод с постоянным источником энергии, т.е. привод, где помимо энергии водителя используется дополнительная энергия, например, (двигателя).

К первому типу приводов относятся гидравлические тормозные приводы прямого действия, где энергия водителя без каких-либо преобразований передается через рабочее тело (тормозную жидкость) к тормозным механизмам. Это гидравлический тормозной привод с переменным передаточным отношением (ППО), где энергия водителя преобразуется и через рабочее тело передается к тормозным механизмам.

Ко второму типу приводов относятся: частично автоматизированные, это приводы с вакуумным, гидровакуумным, гидравлическим и пневматическим усилением; полностью автоматизированные. Это гидросиловые приводы.

Схема гидропривода прямого действия показана на рис. 3. При нажатии на педаль 5 перемещается поршень 4 главного тормозного цилиндра 6, и под давлением жидкости в полости А поршень 3 перемещается влево, за счет чего создается давление в полости Б. В результате жидкость поступает по трубопроводам 2 и 7 к колесным гидроцилиндрам 1 и 8, и происходит затормаживание автомобиля.



Рис. 2. Классификация тормозных гидроприводов автомобилей

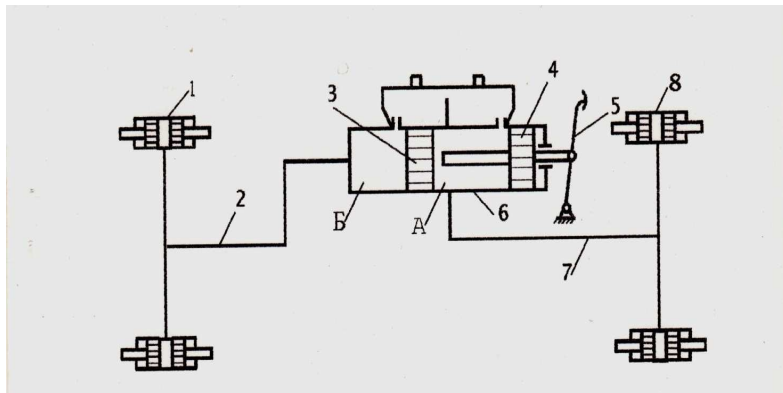


Рис. 3. Гидравлический тормозной привод прямого действия

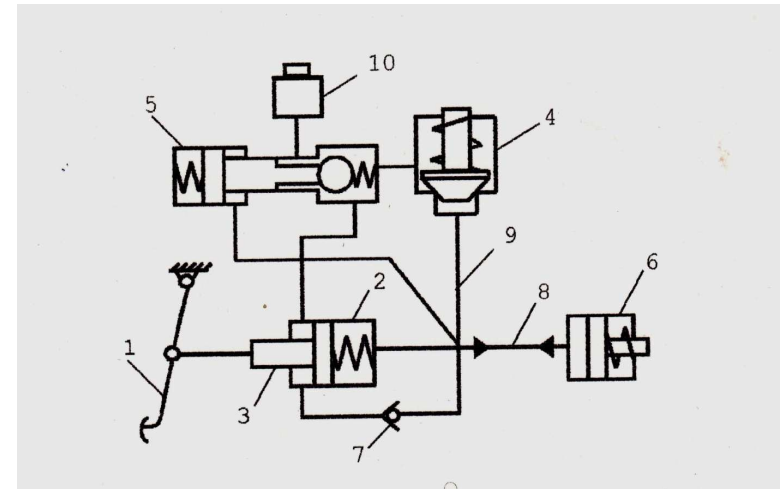


Рис. 4. Гидропривод с переменным передаточным отношением

Гидравлический тормозной привод с ППО показан схематично на рис. 4. При отсутствии усилия на ступенчатом поршне 3 главного тормозного цилиндра (ГИД) 2 и давления в приводе гидрозатвор 5 открыт, клапан срабатывания 4 и обратный клапан 7 закрыты. При перемещении педали тормоза 1, ступенчатый поршень начинает двигаться и перемещать рабочую жидкость из безштоковой полости А ГТЦ в систему и колесные тормозные цилиндры (КТЦ) 6.

При возрастании давления в системе до давления, соответствующего открытию клапана срабатывания, жидкость через него под давлением поступает в токовую полость В ступенчатого поршня ГТЦ. При этом гидрозатвор закрывается и осуществляется возрастание составляющей силы на ступенчатом поршне за счет роста давления в штоковой полости и отношения давления в системе к усилию на педали тормоза увеличивается. При отпуске тормозной педали ступенчатый поршень ГТЦ перемещается в исходное положение, давление жидкости в приводе падает, открывается обратный клапан и гидрозатвор, и жидкость поступает в резервуар 10.

Схема гидравлического тормозного привода с вакуумным усилителем показана на рис. 5. Вакуумный усилитель 4 имеет следящий клапан 9 и диафрагму. В полости *Б* усилителя постоянно поддерживается вакуум, а полость *А* посредством клапана 9 сообщается с полостью *Б* в отторможенном состоянии или с атмосферой при торможении. Когда водитель нажимает на тормозную педаль 5, усилие от нее передается на клапан 9, последний открывается и соединяет полость *А* с атмосферой, предварительно отключив ее от полости *Б*. В полостях *А* и *Б* давления различны, в результате создается дополнительная сила, развиваемая усилием. Таким образом, на поршни 7, 8, которые расположены в цилиндре 3, действует суммарная сила, слагающаяся из развиваемой усилием и силы нажатия на педаль 1. Жидкость под давлением поступает по трубопроводам 2 и 6 в колесные цилиндры 1 и 10.

Гидравлический тормозной привод с гидровакуумным усилителем схематично изображен на рис. 6. Когда нажата педаль тормоза 1, жидкость из главного тормозного цилиндра 2 вытесняется в трубопроводы 3 через открытый шариковый клапан 4 гидровакуумного усилителя и попадает в колесные тормозные цилиндры 5 и 6. Увеличение усилия на педали тормоза вызывает повышение давления жидкости, под действием которого плунжер 7 и диафрагма следящего механизма 8 перемещаются вверх. При этом вакуумный клапан 9 закрывается и полости *В* и *Г* разобщаются. Дальнейшее перемещение плунжера и диафрагмы вызывает открытие атмосферного клапана 10 и поступление воздуха в полость *Г* и полость *А* вакуумной камеры 11. Давление в полости *А* начинает возрастать.

Под действием перепада давлений в полостях *А* и *Б* перемещается толкатель поршня 12 и сам поршень 13. При этом толкатель 14 шарикового клапана под действием пружины не перемещается и шариковый клапан закрывается. После закрытия шарикового клапана, при помощи поршня, на жидкость будет передаваться дополнительное давление, воспринимаемое поршнями колесных цилиндров.

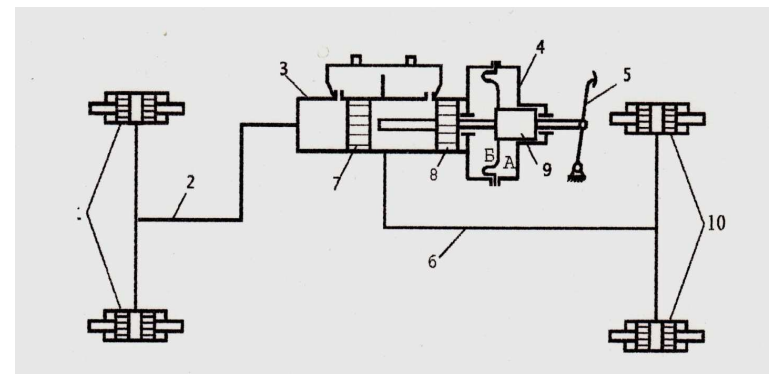


Рис. 5. Гидравлический тормозной привод с вакуумным усилителем

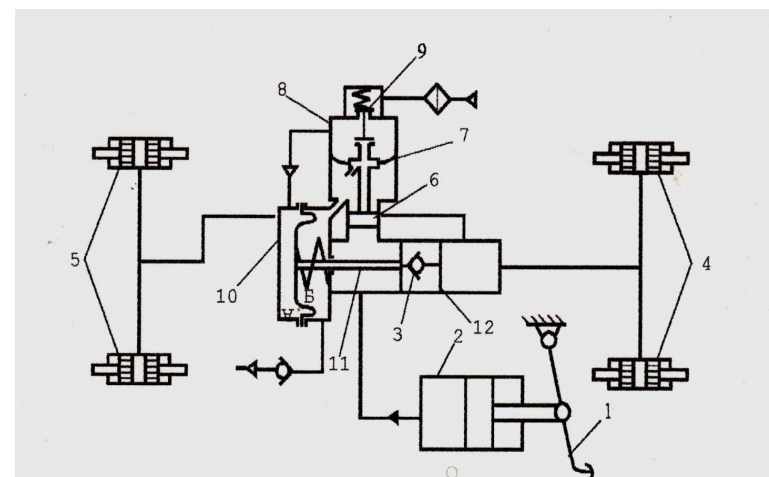


Рис. 6. Гидравлический тормозной привод с гидровакуумным усилителем

Под действием перепада давлений в полостях *А* и *Б* перемещается толкатель поршня 12 и сам поршень 13. При этом толкатель 14 шарикового клапана под действием пружины не перемещается и шариковый клапан закрывается. После закрытия шарикового клапана, при помощи поршня, на жидкость будет передаваться дополнительное давление, воспринимаемое поршнями колесных цилиндров.

На рис. 7 приведена схема гидравлического тормозного привода с гидроусилителем. Гидроусилитель состоит из гидронасоса 1 с предохранительным клапаном 2, следящего распределителя 5, выполненного совместно с силовым поршнем 6, который посредством штока воздействует на поршни главного цилиндра 7. В некоторых конструкциях силовой поршень в отдельном исполнении отсутствует и его функции выполняет поршень главного цилиндра 7. В таких конструкциях давление жидкости, поступающей от гидронасоса 1, воспринимается непосредственно первым поршнем главного цилиндра. При нажатии на педаль в распределителе 5 перекрывается канал, соединяющий нагнетательную магистраль 3 со сливной магистралью 4. В результате в рабочей полости цилиндра создается давление жидкости на силовой поршень цилиндра либо непосредственно на первый поршень главного цилиндра 7. При этом поршни главного цилиндра перемещаются, тормозная жидкость под давлением поступает к колесным цилиндрам 8 и 9, и происходит торможение автомобиля. Чем больше усилие, прилагаемое к педали, тем больше давление в рабочей полости распределителя 5 и в гидроцилиндрах 8 и 9. В отторможенном состоянии магистрали 3 и 4 через распределитель 5 соединяются между собой, и гидронасос работает вхолостую без существенного противодействия.

Схема гидравлического тормозного привода с пневматическим усилителем изображена на рис. 8. Усилитель состоит из следящего клапана 3 с подключенным к нему ресивером 4 и силового цилиндра 5 с поршнем (или с диафрагмой). При воздействии на педаль 1 через рычаг 2 усилие передается на шток цилиндра 5 с ресивером 4. Вследствие этого поршни гидроцилиндра 6 перемещаются и нагнетают жидкость под давлением по трубопроводам 7, 9 в гидроцилиндры 8 и 10 колесных тормозных механизмов. В усилителе обеспечивается следящее действие по силе и по перемещению.

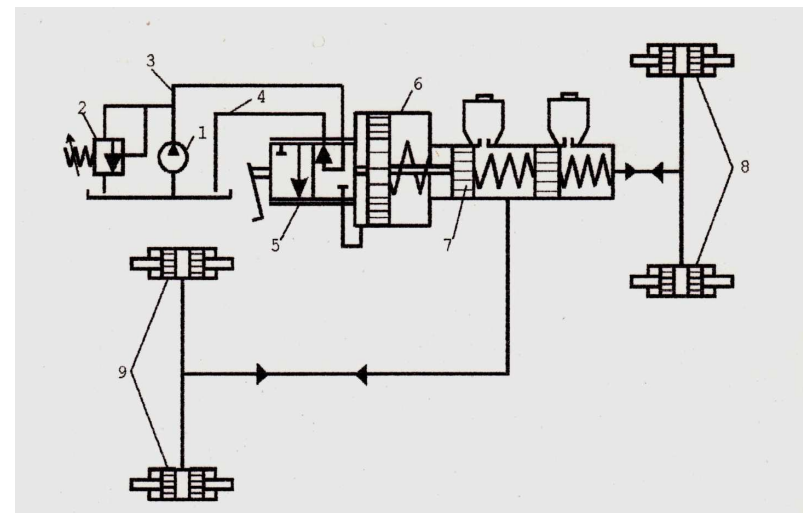


Рис. 7. Гидравлический тормозной привод с гидравлическим усилителем

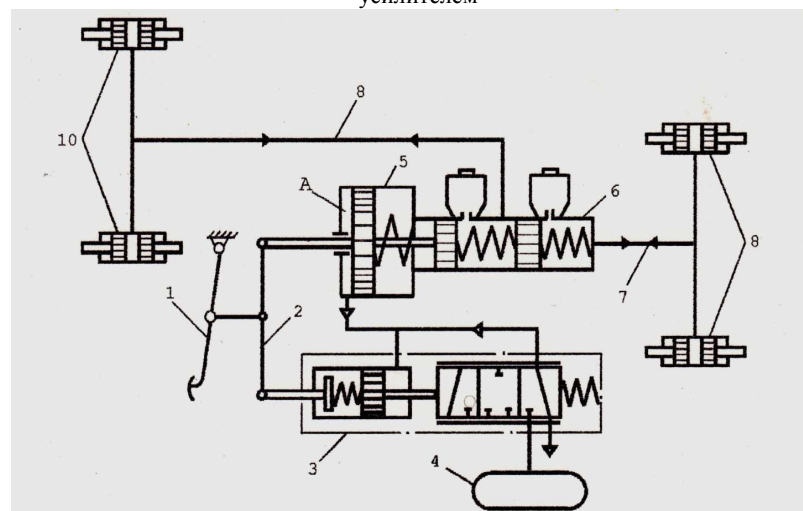


Рис. 8. Гидравлический тормозной привод с пневматическим усилителем

Гидросиловой тормозной привод показан на рис. 9. При нажатии на педаль 1 приводятся в действие секции 3 и 4 тормозного крана, открываются их клапаны и жидкость от гидроаккумуляторов 7 и 9 поступает к колесным гидроцилиндрам 5 и 6.

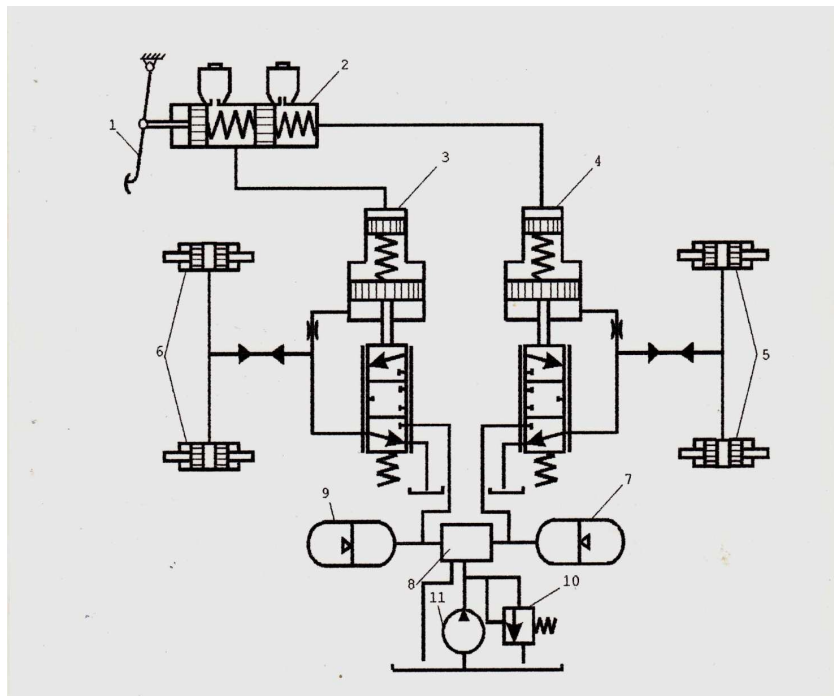


Рис. 9. Гидросиловой тормозной привод

Чем больше усилие на педали, тем выше давление в гидроцилиндрах 5 и 6. Автоматический регулятор давления 8 релейного типа служит для разгрузки гидронасоса 11 при достижении верхнего предела давления в гидроаккумуляторах 7 и 9 предохранительный клапан 10 защищает гидросистему от перегрузки по давлению.

Рассмотренные типы гидравлических тормозных приводов имеют ряд основных преимуществ перед остальными: высокое

быстродействие (до 0,2...0,4 с), могут развивать большие приводные тормозные усилия, имеют меньшие габариты и массу.

К недостаткам гидравлических тормозных приводов следует отнести высокие требования к герметичности, необходимость в дополнительном источнике энергии (кроме привода с НПО приведенного на рис. 4, колебания давления жидкости и возможная при этом вибрация трубопроводов. Также необходимо использовать рабочую жидкость со следующими свойствами: высокая температура кипения, стабильная вязкость, особенно при работе привода при низких температурах, хорошие смазывающие свойства, минимальное коррозионное воздействие на металлические детали, жидкость не должна вызывать набухание резиновых деталей, минимальная податливость жидкости и элементов привода при работе под давлением, высокая стабильность характеристика при эксплуатации и хранение. Жидкость не должна делиться на компоненты, в ней не должно быть вредных примесей.

Рассмотренные гидравлические тормозные приводы получили широкое применение на легковых, грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

3. ТРЕБОВАНИЯ ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ТОРМОЗНЫМ СИСТЕМАМ И ТОРМОЗНЫМ ЖИДКОСТЯМ

В настоящее время большое внимание уделяется требованиям, с точки зрения эргономики, надежности и безопасности тормозных систем. Это связано с тем, что увеличивается рост количества автомобилей и интенсивность дорожного движения.

Требования эргономики устанавливают максимально допустимые величины усилия, прикладываемые к тормозной педали. Так, в результате исследований /5/ установлено, что многие женщины водители не могут создать усилие на педали более 38 кгс (373Н). В работе /6/ указывается, что предельное усилие от ноги рекомендуется принимать равным 30...50 кгс (294...490 Н), а полный ход педали – не более 125 мм. В конечном, распрямлен-

ном положении сила ноги при опертой спине принимается равной 27 кгс (265 Н), а при угле в коленном суставе в 135 градусов эта величина может быть увеличена до 70 кгс (687 Н). При нечастом нажатии на тормозную педаль и ее ходе не более 250 мм усилие обычно принимается равным 25...30 кгс (245...294 Н). В работе /3/ указываются рекомендации по зависимости требований к замедлениям и частоты воздействия от допустимых величин усилий на тормозной педали, также там указывается, что по новым требованиям усилие на педали тормоза будет приближаться к 30...60 кгс (294...589 Н) при замедлении около 6 м/с^2 .

Эти показатели в какой-то мере нашли свое отражение в стандартах большинства стран, но регламентации требований к тормозным качествам автомобилей. Так, Великобритания рекомендует принять величину тормозного усилия 35 кгс (343 Н) при 6 м/с^2 . Стандарт США № 105 – 70 регламентирует усилие на педали при экстренном торможении в пределах 27,2...68 кгс (267...667 Н) при замедлении 8 м/с^2 . Стандарт Швеции Г-18 принимает усилие на педали не более 50 кгс (490 Н) при замедлении 6 м/с^2 и не более 30 кгс (294 Н) при замедлении 4 м/с^2 . В рекомендациях СЭВ на технические требования к тормозным системам автомобильного транспорта /4/ устанавливается предельное усилие на педали 50 кгс (490 Н) при грузоподъемности 2,5 т и 60 кгс (589 Н) при грузоподъемности свыше 2,5 т. в ГОСТе 22895-97 приняты предельные усилия на тормозной педали 50 кгс (490 Н) для легковых и 70 кгс (687 Н) для грузовых автомобилей и автобусов.

Таким образом, в настоящее время перед современной автомобильной промышленностью стоит проблема совершенствования существующих и создание принципиально новых тормозных приводов, удовлетворяющих довольно жестким требованиям рекомендаций и стандартов, в частности, требованиям по усилию на педали тормоза.

Теперь рассмотрим требования, относящиеся к надежности и безопасности тормозных приводов. Для удовлетворения этих требований созданы двухконтурные тормозные приводы. В таких приводах используется разделитель контуров или главный двухсекционный тормозной цилиндр /29/. Каждая секция двухсекци-

онного цилиндра обслуживает свой контур тормозного привода. Чаще всего один из контуров приводит тормозные механизмы переднего моста, другой заднего рис. 10 А. Этот вариант привода является простым и дешевым, но в отношении безопасности дорожного движения наиболее неблагоприятным. На рис. 10 В показана схема диагонального разделения приводов. В этой схеме первоначальное блокирование передних колес способствует сохранению стабильности движения и не утрачивается возможность управления автомобилем, так как одно из передних колес может продолжать вращение.

Так называемая шведская схема, когда в каждый контур входят оба передних тормозных механизма и один задний рис. 10 С, обеспечивает хорошую тормозную эффективность, но на скользкой дороге отказ одного из контуров может привести к потере устойчивости. Более сложной является схема, где один контур включает колесные цилиндры передних тормозов и один из двух цилиндров, имеющих в каждом заднем тормозном механизме рис. 10 D, другой контур объединяет вторые цилиндры задних тормозов. На рис. 10 Е показана схема, где каждый контур обслуживает тормозные механизмы всех четырех колес. Это наиболее безопасный, но и самый дорогой тип отдельного привода.

При обосновании выбора того или иного варианта учитываются два критерия: эффективность торможения и стоимость. Эффективность торможения можно определить из графика (рис. 11), который показывает эффективность торможения передних и задних колес различных вариантов схем. Из данного графика видно, что наибольшей эффективностью обладают схемы (С, D и E), а меньшей (А, В). Поэтому из всех приведенных схем тормозных систем можно выбрать С и D, так как они имеют высокую эффективность торможения и не высокую стоимость.

Рабочим телом в гидравлических приводах является тормозная жидкость. К тормозным жидкостям предъявляются следующие требования /2, 11/:

1. Высокая температура кипения. Тормозные механизмы автомобилей являются высоконагруженными агрегатами и выделяют большое количество тепла. Температура колесных цилинд-

ров может достигать 100 – 140 °С у барабанных тормозов и 200 – 250 °С у дисковых.

2. Пологая вязкостно-температурная характеристика. Тормозная жидкость работает в высоком температурном диапазоне, от указанных высоких температур до минус 40...60 °С. Вязкость жидкости не должна быть чрезмерно большой при низких температурах, иначе привод будет трудно прокачать, что сопровождается запаздыванием торможения, но не должна быть и чрезмерно малой при высоких температурах, т.к. могут появиться утечки жидкости через соединения и манжеты.

3. Хорошие смазывающие свойства. В приборах тормозного привода много трущихся деталей, а применение для их смазывания специальной смазки практически невозможно. Роль такой смазки и играет тормозная жидкость.

4. Минимальное коррозирующее воздействие. Набухание резиновых деталей в тормозной жидкости не должно превышать 5 – 6% массы детали, а коррозия поверхности металлического образца должна быть минимальной.

5. Высокая стабильность при эксплуатации и хранении. Тормозная жидкость работает в гидравлическом приводе автомобиля достаточно долго, обычно 1–2 года при разных климатических условиях. Жидкость в некоторых местах привода находится в виде тонкой пленки. При этом жидкость не должна расслаиваться, испаряться, разделяться на компоненты; в жидкости не должна образовываться липкая твердеющая пленка.

Современные тормозные жидкости имеют достаточно сложный состав. В гидравлических тормозных приводах российских автомобилей сейчас: применяются жидкости трех типов – «Нева», «Росса», ДОТ. Их состав, свойства и применяемость приведены в /15/.

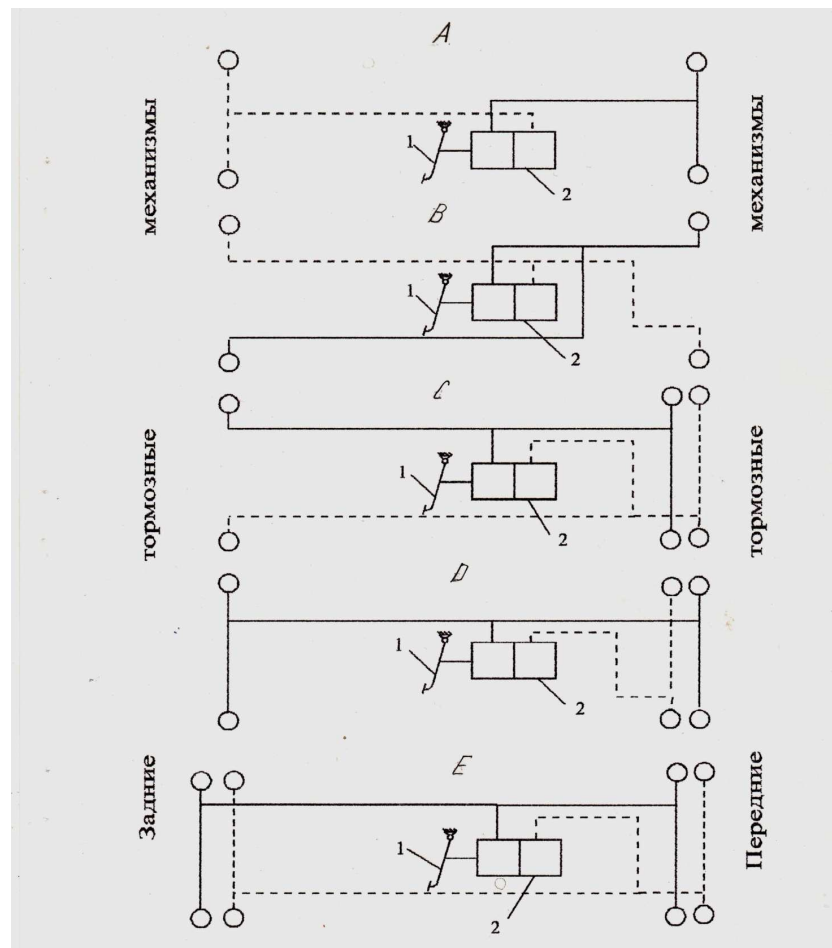


Рис. 10. Схемы двухконтурного тормозного привода

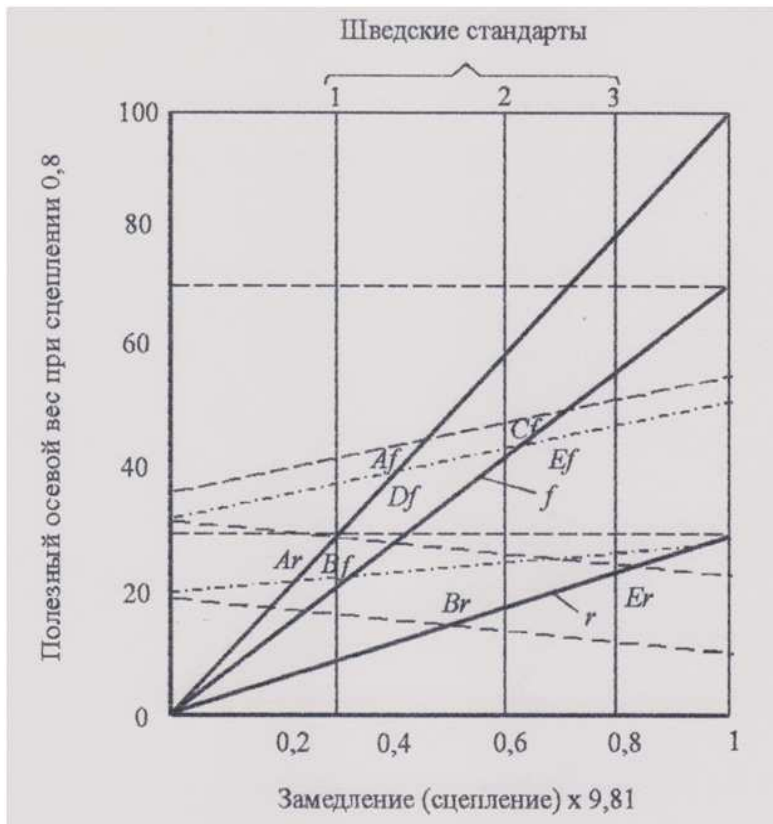


Рис. 11. Эффективность торможения передних и задних колес автомобиля различных вариантов систем с отдельным приводом (соотношение между степенью торможения передних и задних колес 0,7 : 0,3) в соответствии с рис. 10: 1 – минимальная эффективность экстренного торможения; 2 – минимальная эффективность нормального торможения; 3 – задние колеса не блокируются раньше передних; f – передние колеса; r – задние колеса; - - - - - автомобиль с водителем; - · - · - · - автомобиль с полной нагрузкой.

Лучшими по своим показателям являются жидкости ДОТ и «Росса». Они не уступают по своим качествам многим маркам зарубежных жидкостей. Недостатком их, как и других тормозных жидкостей на гликолевой основе, является высокая гигроскопичность. Влага, поглощаемая этими жидкостями из окружающей

воздуха, резко снижает температуру их кипения. Следует отметить также такое отрицательное качество всех тормозных жидкостей, как зависимость температуры кипения от атмосферного давления. Это явление обязательно следует учитывать при эксплуатации автомобилей в горных условиях.

4. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Анализ современных схем тормозных гидроприводов и предъявляемым к ним требованиям указывает на существование в автомобилестроении проблемы повышения эффективности торможения автотранспортных средств. Одним из перспективных путей ее решения является создание гидравлического тормозного привода с ППО, который имеет преимущество перед остальными в том, что этот привод не использует дополнительную энергию двигателя, а только рационально использует энергию водителя. Выявлено наличие большого многообразия схем и конструкций гидроприводов с ППО /5, 10, 13, 14/, что говорит о непрерывающихся работах и поисках в этой области.

Основываясь на опубликованных в научно-технической литературе данных /3, 5, 8, 10/, можно сделать вывод, что вопросы выбора конкретных схем, конструкций и параметров элементов привода с ППО, разработка методов расчета отдельных узлов еще не нашли решений. Возможности применения данного привода остаются недостаточно исследованными и требуют дальнейшего изучения.

В данной работе, направленной на решение задачи создания наиболее эффективных, удовлетворяющих в большей степени современным техническим, эргономическим требованиям и стандартам, тормозных гидроприводов поставлена цель исследовать возможности повышения эффективности тормозных систем автотранспортных средств, путем использования гидравлических тормозных гидроприводов переменного передаточного отношения со ступенчатым главным тормозным цилиндром.

Достижение поставленной цели требует решения следующих задач:

- провести обзор имеющихся тормозных гидроприводов с ППО;
- на основании проделанного обзора разработать конструкцию гидропривода с ППО;
- произвести статический и динамический расчет разработанного тормозного гидропривода с помощью компьютера;
- разработать его конструкцию и применить для выпускаемых автомобилей.

5. ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ТОРМОЗНЫХ ЦИЛИНДРОВ

Современные требования эргономики обусловили два направления в создании тормозных гидроприводов легковых и малых грузовых автомобилей:

- сочетание энергии водителя с энергией другого источника, например, двигателя, которая используется посредством различного рода усилителей;
- рациональное, использование только энергии водителя что характерно для гидроприводов с переменным передаточным отношением (ППО).

В результате развития первого направления широкое применение получили гидроприводы с вакуумным усилением. Однако они не в состоянии полностью удовлетворить современным требованиям /12/. В работе /5/ представлен гидропривод с ППО, который обладает потенциальными возможностями, удовлетворяющим этим требованиям.

Поскольку в гидроприводе с ППО не используется внешняя энергия, а лишь перераспределяются параметры энергозатрат, необходимо рассмотреть вопрос целесообразности применения этого привода в тормозных системах автомобилей с точки зрения энергозатрат водителя при торможении. В связи с чем требуется установить количественную оценку затрат энергии на торможение, и сравнить их с допускаемыми требованиями стандартов и эргономики.

Величину энергозатрат, допускаемых стандартами и эргономикой, в первом приближении можно установить из следующих данных. Максимально допустимый ход тормозной педали составляет для легковых автомобилей – 150 мм, для грузовых 180 мм. Согласно эксплуатационным требованиям, тормозная система считается исправной, если эффективное торможение достигается при ходе педали, не превышающем 2/3 максимального. Поэтому при определении допустимых энергозатрат принят ход педали для легковых автомобилей – 100 мм, для грузовых – 120 мм. Согласно требованиям стандартов /4/, усилие на педали тормоза, для легковых автомобилей допускается в пределах 15...50 кг (147...490 Н). Принимая в первом приближении линейную зависимость нарастания усилия на педали от ее хода, находим, что допустимые энергозатраты водителя на торможение для легковых автомобилей в среднем составляют 3,25 кг.

Количественную оценку энергозатрат при торможении можно установить, используя характеристику тормозных механизмов по усилию, которая представляет собой нелинейную зависимость усилия Q от суммарного перемещения поршней колесных цилиндров z /13/. Для решения задач по оценке энергозатрат на торможение удобно использовать комплексную характеристику, в которой перемещение z поршней колесных цилиндров учитывает приведенную к поршню податливость тормозного механизма и податливость элементов гидравлической цепи, приходящейся на этот тормозной механизм. Указанные характеристики из-за сложности происходящих процессов и большого количества, влияющих на них факторов можно определить экспериментально. Такие характеристики (см. рис. 13) были определены экспериментально для ряда автомобилей российского производства (ГАЗ-24, М-2140, ВАЗ-2106) /2/ с помощью специального приспособления (рис. 12).

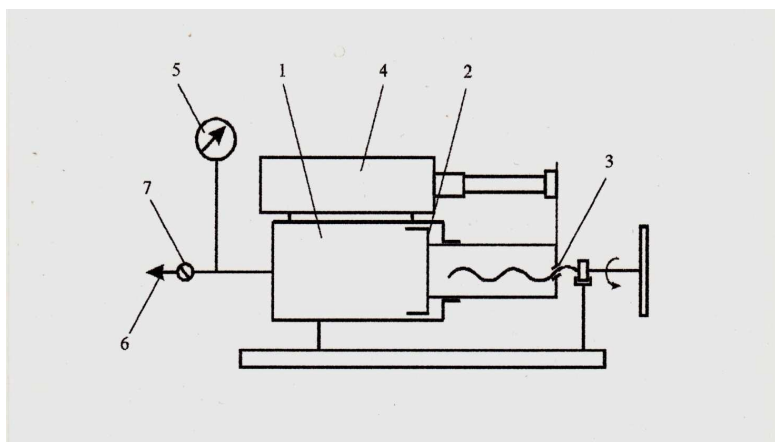


Рис. 12. Установка с визуальным отсчетом показаний для снятия статических характеристик тормозного гидропривода и его элементов:
 1 – силовой цилиндр с поршнем, 2 – поршень, 3 – винтовая пара,
 4 – индикатор ИЧ-50 (с ценой деления 0,01 мм и диапазоном измерения 0 – 50 мм), 5 – образцовый манометр (с ценой деления 1, 25 кгс/см²), 6 – гибкий трубопровод (шланг), 7 – кран.

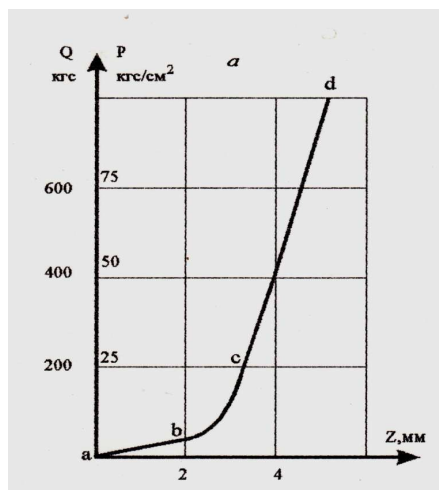


Рис. 13 а. Комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов различных типов автомобилей: задние тормозные механизмы ГАЗ-3110

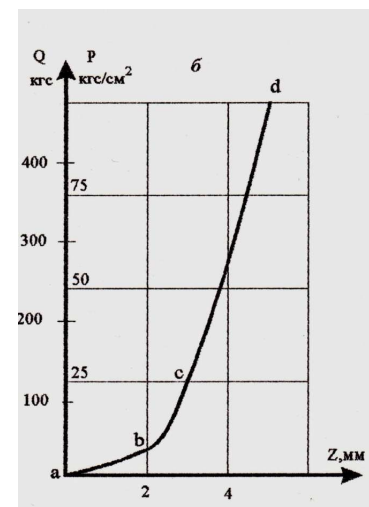


Рис. 13 б. Комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов различных типов автомобилей: задние тормозные механизмы М-2141

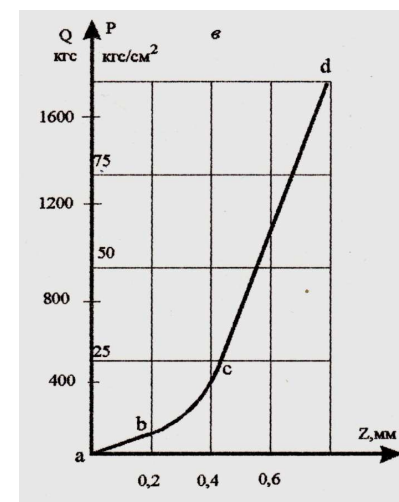


Рис. 13 в. Комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов различных типов автомобилей: передние тормозные механизмы (дисковые) ВАЗ-2110

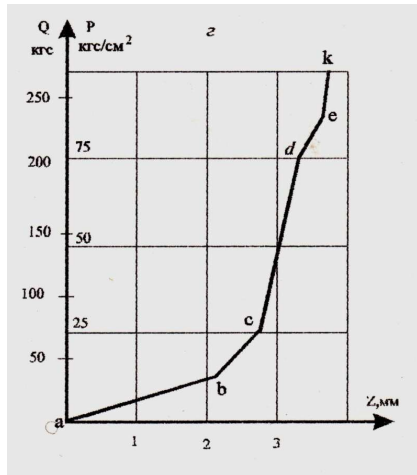


Рис. 13 г. Комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов различных типов автомобилей: задние тормозные механизмы (барабанные) ВАЗ-2110

Замеры производились следующим образом: перед подключением в тормозную систему автомобиля тарировалось приспособление. В цилиндре 1 создавалось давление, при определенных значениях которого фиксировалось перемещение поршня 2. Показания снимались три раза, после чего определялось среднearифметические значения соответствующих тарировочных замеров.

В табл. 1 приведены результаты выходных характеристик колесных тормозных цилиндров автомобилей, а на рис. 13, характеристики изображены графически.

Полученные характеристики аппроксимировались:

– для барабанных тормозных механизмов автомобилей ГАЗ-3110, М-2141 и дисковых тормозных механизмов автомобилей ВАЗ-2110 (рис. 13 а,б,в) линейно-параболической функцией с тремя участками – линейным ab, параболическим bc, и линейным cd. Математически она описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}
 Q(z) &= c_1 z \text{ при } 0 < z \leq z_1 \\
 Q(z) &= c_1 z_1 + c_2 (z - z_1)^2 \text{ при } z_1 < z \leq z_2 \\
 Q(z) &= c_1 z_1 + c_2 (z_2 - z_1) + c_3 (z - z_2) \text{ при } z_2 < z \leq z_{\max}
 \end{aligned} \quad (1)$$

– для барабанных тормозных механизмов автомобиля ВАЗ-2110, (рис. 13 з) кусочно-линейной функцией с тремя линейными участками, описываемую уравнением:

$$\begin{aligned}
 Q(z) &= c_1 z \text{ при } 0 < z \leq z_1 \\
 Q(z) &= c_1 z_1 + c_2 (z - z_1) \text{ при } z_1 < z \leq z_2 \\
 Q(z) &= c_1 z_1 + c_2 (z_2 - z_1) + c_3 (z - z_2) \text{ при } z_2 < z \leq z_{\max},
 \end{aligned} \quad (2)$$

где $Q(z)$ – усилие, приложенное к поршням рабочего тормозного цилиндра (РТЦ), z_i – перемещение поршней на соответствующих участках, c_i – жесткость этих участков.

Таблица 1

Выходные характеристики колесных тормозных цилиндров

Давление жидкости в системе, кгс/см ²	Перемещение поршня колесного цилиндра, мм			
	ГАЗ-3110 БП	М-2141 БП	ВАЗ-2110 ДП	ВАЗ-2110 БП
0,0	0,00	0,00	0,00	0,00
2,5	1,08	1,01	0,10	0,42
5,0	2,00	2,08	0,25	0,93
7,5	2,55	2,32	0,31	1,55
10,0	2,72	2,45	0,34	2,34
12,5	2,84	2,63	0,36	2,40
15,0	2,99	2,77	0,38	2,48
25,0	2,33	3,12	0,44	2,98
50,0	3,98	3,78	0,56	3,19
75,0	4,70	4,47	0,68	3,33
100	5,15	4,91	0,80	3,50

Обозначения БП и ДП указывают на состояние тормозных механизмов, соответственно – барабанные приработавшиеся и дисковые приработавшиеся.

Таким образом, в отличие от предыдущих, второй участок для барабанных тормозных механизмов ВАЗ практически линейный (рис. 13 *з* участок *bc*). Это, по-видимому, обусловлено предварительно напряженной конструкцией тормозных барабанов автомобилей ВАЗ. Точка *d* – точка срабатывания регулятора давления, участок *de* – ход поршня регулятора давления, участок *ek* – характеристика участка привода после срабатывания регулятора давления.

Сопоставление приведенных к ходу поршня главного тормозного цилиндра перемещение поршней дискового тормоза (рис. 13 *в*) и перемещение поршней барабанного тормоза (рис. 13 *з*) показывает, что дисковые тормозные механизмы по сравнению с барабанными, обладают повышенной податливостью. Также из полученных характеристик видно, что для всех приработавшихся тормозных механизмов параболический участок по (*Q*) начинается при 5 кгс/см² и заканчивается при 25 кгс/см², а для барабанных тормозов автомобилей ВАЗ второй участок начинается при 10,5 кгс/см² и заканчивается при 20...23,5 кгс/см² и по *z* он в 2...2,5 раза меньше чем у остальных.

Значение параметров *z_i* и *c_i*, полученных на основании экспериментальных зависимостей *Q(z)* для различных тормозных механизмов автомобилей с гидроприводом, приведены в табл. 2.

Энергозатраты водителя на торможение (без учета усилителя) определяются по формуле:

$$A = \int_{z_i}^{z_{i+1}} Q(z) dz, \quad (3)$$

где *z_i* и *z_{i+1}* – начало и конец *i*-го участка характеристики *Q(z)*.

Таблица 2

Параметры экспериментальных зависимостей для различных гидроприводов

Марка автомобиля, тип и состояние тормозных механизмов	<i>C₁</i> , кг/мм	<i>C₂</i> , кг/мм	<i>C₃</i> , кг/мм	<i>Z₁</i> , мм	<i>Z₂</i> , мм	<i>Z_{max}</i> , мм
ГАЗ-3110, БП	17,5	77,0	320,0	2,0	3,3	5,3
М-2141, БП	10,6	76,0	202,0	2,0	3,2	5,0
ВАЗ-2110, ДП	317,0	108,5	378,0	0,25	0,41	0,80
ВАЗ-2110, БП	12,3	81,5	280,0	2,3	2,75	3,5

Интегрируя на каждом участке зависимости *Q(z)*, найдем энергозатраты на торможение. В таблице 3 приведены рассчитанные с использованием зависимостей (1) – (3) значение энергозатрат по участкам *A_i* общих энергозатрат на торможение *A* с учетом количества тормозных механизмов, а также их относительные величины δA_i в процентах. Здесь же приведены относительные длины в процентах участков.

Из приведенных результатов расчета видно, что на первый и второй участки характеристики *Q(z)* приходится около 70% перемещения педали и менее 20% энергозатрат, а на третий участок – около 30% хода педали и свыше 80% энергозатрат (рис. 14). Для легковых автомобилей энергозатраты на торможение составляют от 2,0 до 3,7 кг/м². Сравнение этих энергозатрат с допустимыми (рис. 15) показывает, что по энергозатратам гидравлические тормозные приводы легковых автомобилей удовлетворяют требованиям стандартов на первом и втором участках, а на третьем участке в несколько раз превосходят допустимые.

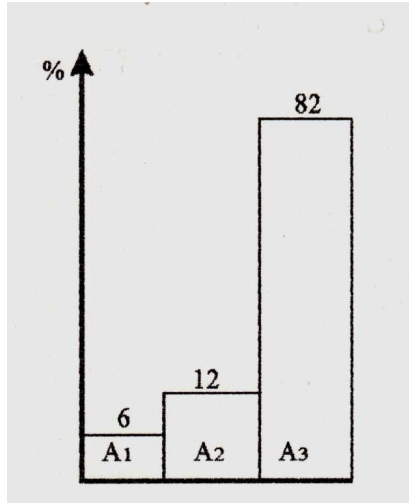


Рис. 14 а. Распределение энергозатрат и величин выбираемых зазоров по участкам выходной характеристики КТЦ

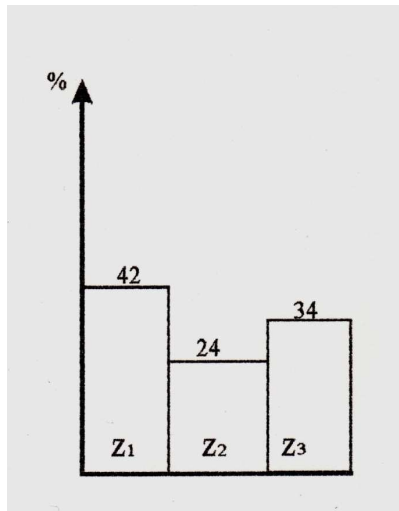


Рис. 14 б. Распределение энергозатрат и величин выбираемых зазоров по участкам выходной характеристики КТЦ

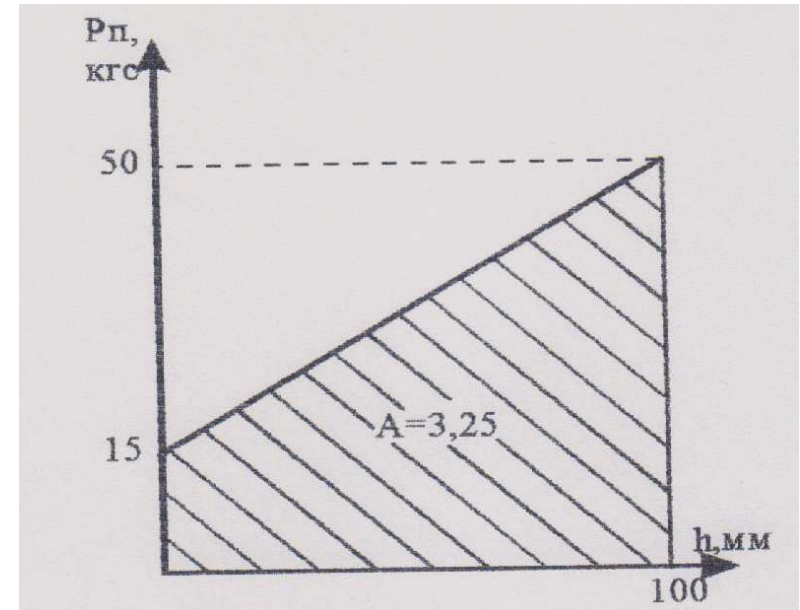


Рис. 15. Энергозатраты водителя на торможение для легковых автомобилей согласно ОСТ ПТ-400-500-85

Таблица 3

Распределение энергозатрат и величин выбираемых зазоров по участкам характеристики тормозных механизмов для различных автомобилей

Параметры	ГАЗ-3110	М-2141	ВАЗ-2110		
			дисковые	барабанные	общее
A, Н/м	3,40	2,60	0,93	0,47	1,40
A ₁ , кг/м	0,16	0,10	0,02	0,06	0,08
δ _{A1} , %	5	4	2	13	6
A ₂ , кг/м	0,44	0,30	0,11	0,04	0,18
δ _{A2} , %	13	11	12	9	13
A ₃ , кг/м	2,80	2,20	0,80	0,37	1,14
δ _{A3} , %	82	85	86	78	81
Δ _{Z1} , %	38	40	31	65	45
Δ _{Z2} , %	25	24	20	13	17
Δ _{Z3} , %	37	36	49	22	38

Рассмотрим количественную сторону параметров энергозатрат (усилие и ход педали) в приводах без усилителей. В табл. 4 приведены расчетные значения усилия на педали в конце каждого участка характеристики $Q(z)$, подсчитанные по формуле:

$$Q_n = F p_{max} / i_{nn}, \quad (4)$$

где Q_n – усилие на педали; p_{max} – давление в тормозной системе, обеспечивающее юз колес на дороге с коэффициентом сцепления 0,8 (при расчете принято равным 10 МПа); F – площадь поршня главного тормозного цилиндра; i_{nn} – передаточное отношение рычага педального привода.

Таблица 4

Характеристики тормозных гидроприводов автомобилей

Параметры	ГАЗ-3110	М-2141	ВАЗ-2110
Площадь поршня ГТЦ, см ²	8,04	4,91	2,84
Усилие на поршне в конце участков, кгс			
1-го	40	25	30
2-го	201	123	56
3-го	804	491	284
Усилие на педали в конце участков, кгс			
1-го	8,0	5,5	6,5
2-го	40,0	26,7	12,2
3-го	175,0	107,0	62,0
Допустимое усилие на педали, кгс	50	50	35
Необходимое передаточное отношение привода на 3 участке	3,5	2,1	1,8

Анализ этих данных показывает, что по усилиям на педали, тормозные системы на первом и втором участке характеристик $Q(z)$ удовлетворяют требованиям стандартов /3/, а на третьем участке в несколько раз превосходят допустимые. В то же время при торможении практически

используется только половина хода педали. Следовательно, чтобы системы удовлетворяли требованиям стандартов необходимо на третьем участке увеличить передаточное отношение рычага педального привода в i_T раз, оставив его на первом и втором участках неизменным. Это можно осуществить посредством гидропривода с ППО.

Таким образом, с точки зрения энергозатрат водителя на торможение представляется целесообразным применять гидропривод с ППО в гидравлических тормозных системах легковых автомобилей, т.е. привод, эффективность которого возрастает за счет только более рационального использования энергии водителя. Данный тип гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром показан схематически на рис. 4.

При использовании данного привода целесообразно изменять передаточное число механизма привода педали, или применять в нем два силовых цилиндра с разными диаметрами, причем цилиндр большего диаметра работал бы на первом этапе, а цилиндр малого – на втором, что и легло в основу принципа работы тормозного гидропривода с ППО.

Анализ требований к тормозным системам показывает, что тормозной гидропривод с ППО обладает потенциальными возможностями удовлетворения требований современных стандартов, т.к. он работает без усилителей, в нем используется одна рабочая жидкость, что способствует повышению быстродействия, а подбор оптимальных значений передаточного числа на определенных участках статической характеристики привода позволяет более рационально использовать ход педали тормоза и физические возможности водителя на торможение, а также обеспечить приводу полную автономность в работе и не влиять на работу двигателя.

Таким образом, в настоящее время перспективно и реально создание гидропривода с ППО.

6. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ, РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ТОРМОЗНОГО ГИДРОПРИВОДА С ППО И ВЫБОР ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

По принципу действия и конструктивному исполнению преобразование (повышение) давления в тормозных гидроприводах с ППО может осуществляться в преобразователях, выполненных в виде отдельных

устройств или совмещенных с главным или колесными тормозными цилиндрами (рис. 16) /8, 14/.

Проанализируем каждую конструкцию с точки зрения быстродействия, эффективности и экономичности.

Рассмотрим схему, где преобразователь давления выполнен в виде отдельного устройства (рис. 16). В данной схеме преобразователь включается в тормозную систему автомобиля непосредственно на трубках соединяющей ГТЦ и КТЦ. Этот вариант является эффективным и обладает хорошим быстродействием. Но в данное время согласно требованиям стандартов /4/, необходимо чтобы тормозной привод любого автомобиля имел два отдельных контура независящих друг от друга (рис. 10). Поэтому необходимо устанавливать данный преобразователь непосредственно в каждый контур автомобиля, что делает данную схему неэкономичной, а также компоновка такой схемы занимает больше места в отличие от остальных.

Схема, где преобразователь совмещен непосредственно с главным тормозным цилиндром, показана на (рис. 16 б). Данная схема, обладает высоким быстродействием, так как увеличение давления происходит непосредственно в главном тормозном цилиндре, а также имеет хороший следящий эффект. Конструкция данной схемы проста, обеспечивает преобразование давления в каждом контуре тормозной системы автомобиля, что соответствует стандартам /4, 3/ и обладает высокой надежностью.

Преобразователь, совмещенный с колесными тормозными цилиндрами, схематично показан (рис. 16, в). В данной схеме достигается хорошая эффективность торможения за счет того, что преобразование давления происходит непосредственно в каждом колесном тормозном цилиндре автомобиля. Но быстродействие такой системы низкое, так как давление срабатывания преобразователя создается быстрее в ГТЦ, чем в КТЦ это связано с тем, что расстояние между ГТЦ и КТЦ увеличивает время запаздывания.

Наиболее оптимальной среди этих трех схем, в результате проведенных исследований /13, 14/ была выявлена схема гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром (СГТЦ), т.к. она лучше удовлетворяет требованиям, предъявляемым к тормозным гидроприводам /4/.

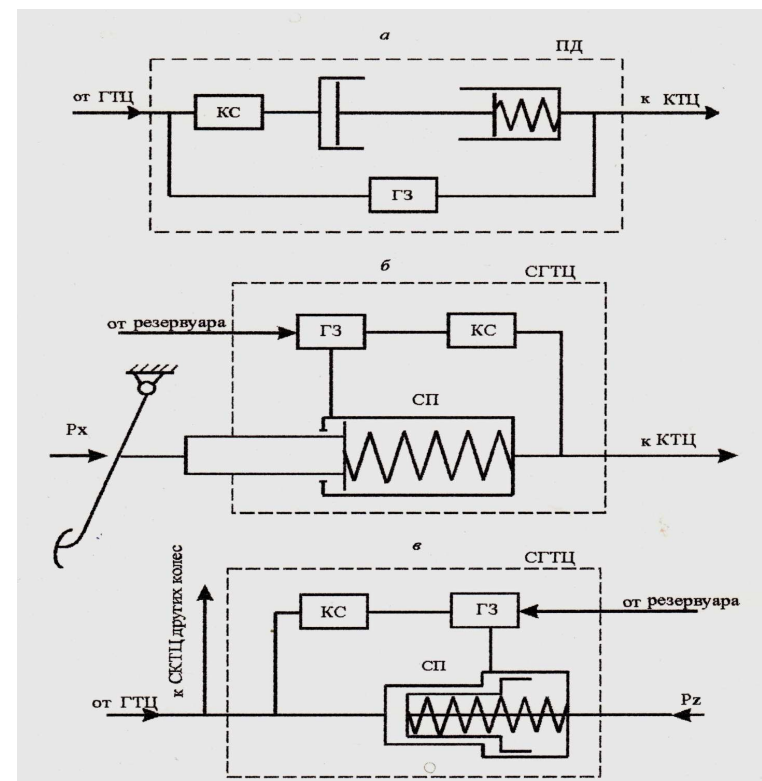


Рис. 16. Схемы тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением ППО: а – с преобразователем давления (ПД), б – со ступенчатым главным тормозным цилиндром (СГТЦ), в – со ступенчатым колесным тормозным цилиндром (СКТЦ), СП – ступенчатый поршень, КС – клапан срабатывания, ГЗ – гидрозатвор.

При разработке принципиальной и конструктивной схемы гидропривода со СГТЦ использовались материалы патентной литературы (патенты), разработки в результате проведенных ранее исследований /5, 10, 15/, а также были рассмотрены конструкции гидроприводов, наиболее широко применяющихся на легковых автомобилях российского производства /37/.

В результате проведенного обзора был разработан тормозной гидропривод со ступенчатым главным тормозным цилиндром (СГТЦ), показанный на рис. 17. Аналогом данного тормозного ци-

цилиндра является, главный тормозной цилиндр см. Авторское свидетельство СССР № 829469, кл. В 60 Т. 11 / 16.

Схема состоит из тормозной педали 1, главного ступенчатого тормозного цилиндра 2, ступенчатого поршня 3, поршня 4, клапана срабатывания 6, резервуара с рабочей жидкостью 12, регулятора давления 9, трубопроводов 8,7 и гидроцилиндров рабочих тормозных механизмов 10, 11.

При нажатии на педаль 1, в главном тормозном цилиндре 2 начинает перемещаться ступенчатый поршень 3, в результате чего создается давление в контуре А, которое действует на поршень 4 и заставляет его перемещаться вправо создавая давление в контуре Б. В результате жидкость поступает по трубопроводам 8, 7 к колесным гидроцилиндрам 10, 11. При этом в штоковую полость под воздействием создавшегося разрежения поступает жидкость из резервуара 12 через клапан срабатывания 6. Когда давление в полости А достигнет определенного давления p_x^0 , начинает открываться клапан срабатывания и за ним устанавливается давление p_y , которое действует на штоковую площадь F_y поршня 3, и создает дополнительное усилие. Таким образом, на поршни 3, 4 действует суммарная сила, слагающаяся из силы нажатия на педаль и силы вызванной давлением p_y , действующим на штоковую площадь ступенчатого поршня.

Для обеспечения требуемой работоспособности СГТЦ в его структурную схему включены следующие элементы:
 ступенчатый поршень (СП – рис. 17, поз. 3),
 клапан срабатывания (КС – рис. 17, поз. 6).

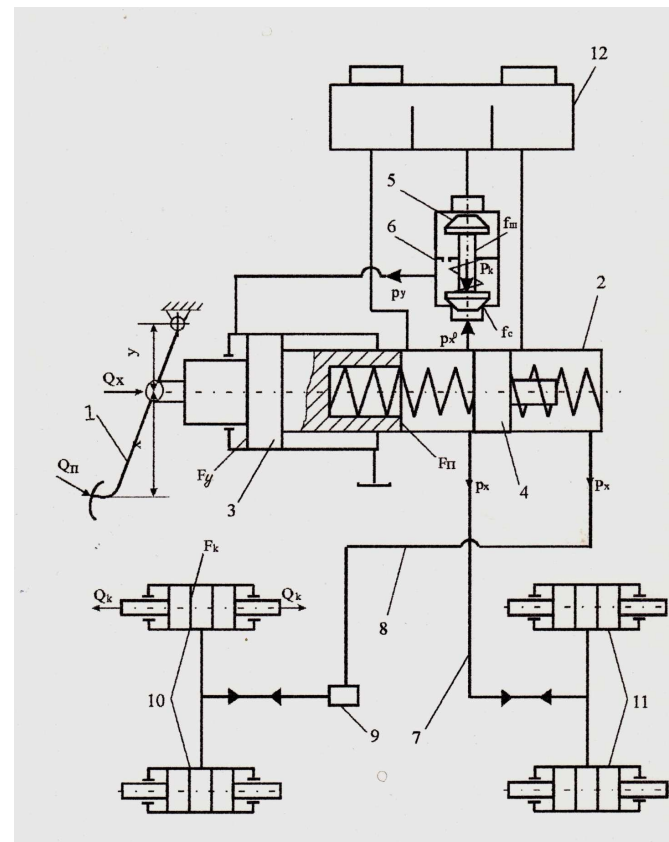


Рис. 17. Схема тормозного гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром

Ступенчатый поршень выполняет функцию повышения давления в системе привода после открытия клапана срабатывания, на его теоретический коэффициент усиления i_T , который определяется по формуле

$$I_T = (F_n + F_y) / F_n, \quad (5)$$

где F_n – площадь рабочей (меньшей) части ступенчатого поршня, F_y – площадь штоковой (усиливающей) полости ступенчатого поршня.

Клапан срабатывания обеспечивает подвод жидкости в штоковую полость СП при заданном давлении в приводе и в зависимости от конструктивной схемы может работать:

– в режиме полного открытия без перепада давления до и после клапана при $p_x \geq p_x^0$ (крановый) $-f_u/f_c = 1$,

– в режиме частичного открытия с постоянным перепадом давления при $p_x \geq p_x^0$ (переливной) $-f_u/f_c = 0$,

– в режиме частичного открытия с переменным перепадом давления при $p' < p_x < p''$ (дозировочный) $0 < f_u/f_c < 1$, с последующим полным открытием без перепада давления при $p_x \geq p'$ этот тип клапана занимает промежуточное положение между переливным и крановым,

где f_u, f_c – площади штока и седла клапана срабатывания;

p_x – давление в главном тормозном цилиндре,

p_x^0 – давление, при котором начинает открываться клапан срабатывания,

p' – давление перед клапаном, которое уравнивает силу пружины клапана в момент начала его открытия,

p'' – давление перед клапаном, при полном его открытии.

При достижении давления ($p_x = p_x^0$) в ступенчатом главном тормозном цилиндре с крановым КС (рис. 18 а), он практически мгновенно полностью открывается (без учета изменения силы сопротивления его пружины при перемещении запорного устройства) и за ним сразу устанавливается давление p_y , которое для кранового КС рассчитывается /16/ по формуле:

$$P_y = p_x - \Delta p, \quad (6)$$

где Δp – потери напора в единицах удельного давления.

$$\Delta p = \xi \gamma V^2 / 2 g, \quad (7)$$

где $V^2 / 2 g$ – удельная кинетическая энергия (скоростной напор) потока,

ξ – коэффициент местного сопротивления, учитывающий все потери напора,

g, γ , – ускорение силы тяжести и объемный вес жидкости, V – средняя по сечению потока скорость жидкости.

Давление p_y , действуя на площадь F_y ступенчатого поршня главного тормозного цилиндра, вызывает на нем дополнительное усилие, и в системе практически мгновенно устанавливается преобразованное давление. Таким образом, можно считать, что переходная зона при работе СГТЦ с крановым клапаном срабатывания отсутствует, т.к. Δp имеет малое значение, и имеет место скачкообразное (мгновенное) изменение передаточного отношения привода по давлению (рис. 19 а).

При достижении условия $p_x = p_x^0$ в СГТЦ с переливным клапаном (рис. 18 б), он начинает открываться, давление за ним возрастает с интенсивностью, равной интенсивности нарастания давления в главном тормозном цилиндре, но с постоянным перепадом, равным давлению срабатывания клапана p_x^0 (рис. 19 б), тогда p_y будет рассчитываться по формуле:

$$p_y = p_x - p_x^0 - \Delta p. \quad (8)$$

При достижении определенного значения давления p_y (за конечное время) начинается процесс преобразования давления в системе. Переходная зона начинается при давлении соответствующем началу открытия переливного клапана срабатывания, и заканчивается при давлении, соответствующему началу движения ступенчатого поршня главного тормозного цилиндра, т.е. находится в диапазоне давлений p_x^0 и p_x (рис. 19 б).

Для дозирующего клапана срабатывания (рис. 18 в), при условии $p_x = p_x^0$, давление p_y равно разности давлений на входе в клапан и давления его срабатывания в момент начала открытия и равно входному в конце. Интенсивность перехода между этими состояниями работы зависит от передаточного числа (коэффициента усиления) i_K – дозирующего клапана характеризующее отношение площадей седла и штока (f_c/f_u) его затвора:

$$i_K = f_c/f_u = d_c^2/d_u^2 \quad (9)$$

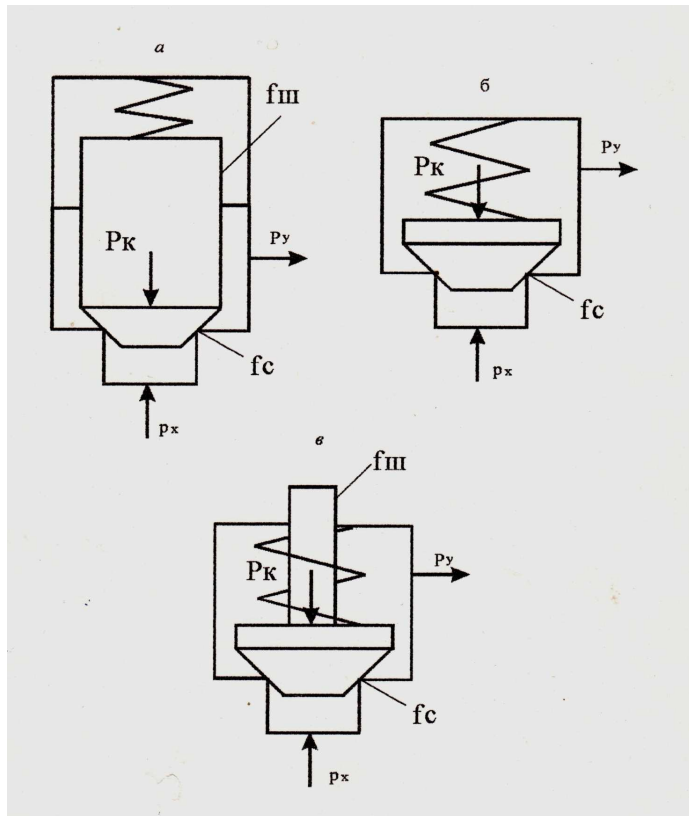


Рис. 18. Принципиальная схема клапана срабатывания:
 а – кранового, при $f_{ш} = f_c$ ($f_{ш}/f_c = 1$),
 б – переливного, при $f_{ш} = 0$ ($f_{ш}/f_c = 0$),
 в – дозирующего, при $0 < f_{ш} < f_c$ ($0 < f_{ш}/f_c < 1$),
 где p_x – давление на входе, p_y – давление на выходе,
 p_k – усилие пружины клапана.

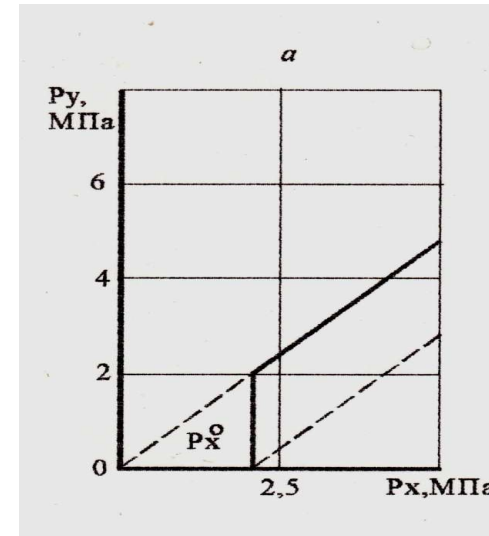


Рис. 19 а. Зависимости давления за клапаном срабатывания P_y от давления в приводе $P_x - P_y = f(P_x)$, для кранового КС

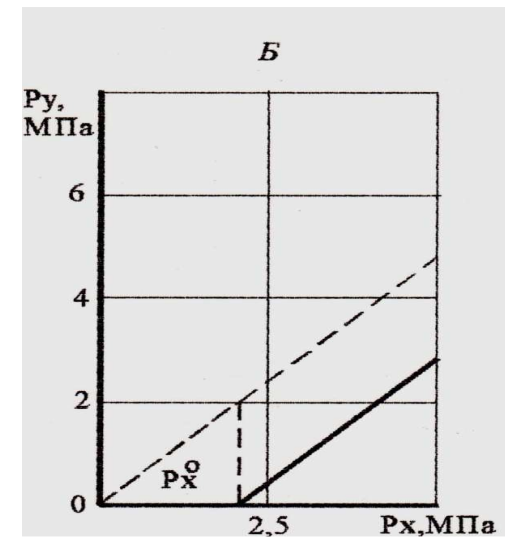


Рис. 19 б. Зависимости давления за клапаном срабатывания P_y от давления в приводе $P_x - P_y = f(P_x)$, для переливного КС

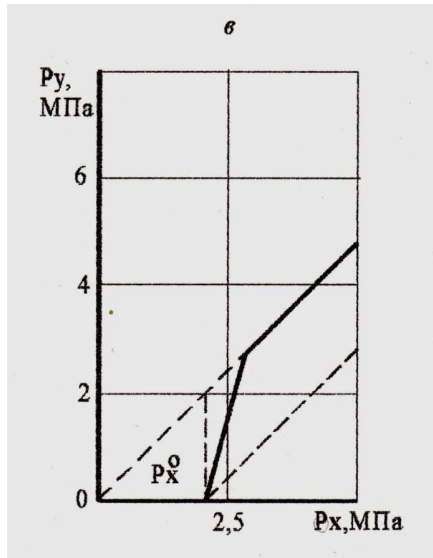


Рис. 19 в. Зависимости давления за клапаном срабатывания P_y от давления в приводе $P_x - P_y = f(P_x)$, для дозирующего КС

Началу открытия клапана соответствует зависимость $-p'f_c = p_k'$, а полностью открытому состоянию $-p''f_c = P_k''$, где p_k' , p_k'' – усилие пружины клапана в предельных его положениях; p' , p'' – давления жидкости, при которых соответственно начинает открываться клапан и полностью открыт. Эти зависимости выражают условия равновесия дозирующего клапана в начале и конце его открытия. Учитывая эти зависимости, можно сказать, что величина давления за клапаном равна давлению до клапана, умноженному на коэффициент, представляющий собой частное от деления давления до клапана с вычетом давления начала открытия на диапазон давлений его работы и минус потери давления:

$$p_y = (p_x (p_x - p') / (p'' - p')) - \Delta p. \quad (10)$$

Отсюда следует, что $p_y = 0$ при $p_x = p'$, $p_y = p_x - \Delta p$, при $p_x = p''$, $0 < p_y < p_x$ при $p' < p_x < p''$. То есть для данного клапана характерно наличие двух режимов работы: при частичном откры-

тии клапана с переменным перепадом давления $p_y \rightarrow p_x$ и при полном открытии без перепада давления $p_y = p_x$ (рис. 19 в).

Проведя анализ полученных зависимостей, можно сделать вывод, что наиболее оптимальным и эффективным для работы тормозного гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром является дозирующий клапан срабатывания (см. рис. 8 в).

7. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СО СТУПЕНЧАТЫМ ГЛАВНЫМ ТОРМОЗНЫМ ЦИЛИНДРОМ

Для оценки работоспособности и эффективности тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением в виде гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром (СПГД) и установления зависимостей параметров и влияния на них характеристики привода имеет определенное значение исследования его работы в статике.

Для удобства анализа и наглядности исследований при расчете и построении статических характеристик тормозной гидропривод условно принят идеальным, т.е. таким, в котором отсутствуют потери на трение при движении несжимаемой рабочей жидкости в магистралях привода, на преодоление гидравлических и механических сопротивлений и все элементы привода кроме тормозных механизмов считаются абсолютно жесткими.

Для обеспечения необходимой эффективности работы тормозного гидропривода должны быть рассчитаны и обоснованно выбраны параметры его элементов, которыми являются клапан срабатывания (КС) и ступенчатый главный тормозной цилиндр (СГТЦ).

Рассмотрим статический расчет клапана срабатывания.

При расчете клапанов срабатывания можно считать, что клапан, состоящий, например, из седла с острыми кромками и затвора (поршень или шарик), нагруженного пружиной (рис. 20), обеспечивающей открытие клапана при определенном давлении p_x^0 , в режиме частичного открытия создает перепад давления Δp .

Расчет клапана для работы в статическом режиме сводится к определению площади щели $f_{\text{э}}$, необходимой для прохода через нее требуемого количества расхода Q жидкости при заданном перепаде давления Δp .

Пусть при определенном перепаде давления $\Delta p = p_x - p_y$ расход через клапан равен Q . Тогда на основании формулы Вестфаля /16/ имеем:

$$Q = \mu f V_T = \mu f \sqrt{2 g \Delta p \gamma} = \mu f \sqrt{\Delta p / \rho}, \quad (11)$$

где μ – переменный коэффициент расхода, зависящий от числа Рэ-

нольдса при различных Δp ,

V_T – расчетная (теоретическая) скорость потока рабочей жидкости,

γ, ρ – удельный вес и плотность рабочей жидкости;

g – ускорение силы тяжести;

f – переменная (текущая) площадь рабочей щели, зависящая от высоты подъема затвора клапана.

Для конусных клапанов с острой кромкой гнезда коэффициент

расхода можно принять /17/ $\mu = 0,75$.

Перепад давления Δp на клапане определяется из выражения (7). Среднее значение коэффициента ζ для распределительных и обратных (запорных) клапанов (без учета усилия пружины) равно (0,5...1).

Скорость жидкости определяется из выражения:

$$V = Q / f. \quad (12)$$

Обычно ее выбирают, в подводящем канале (в отверстии гнезда) клапана срабатывания, (до 15 м/с) /17/.

Поскольку диаметр сечения щели между затвором и седлом клапана может изменяться при подъеме, при расчете принимают среднее значение этого диаметра. В частности для клапана (рис. 20) средний диаметр щели при его подъеме приближенно определяют так:

$$d_{cp} = d + d_1 / 2.$$

В соответствии с этим площадь проходной щели клапана определяется по выражению:

$$F = \pi d_{cp} t = \pi t (d + d_1 / 2),$$

где d – диаметр отверстия (острых кромок седла) клапана,

d_1 – диаметр эффективного сечения конуса затвора клапана в поднятом положении,

t – размер щели в сечении, перпендикулярном направлению потока.

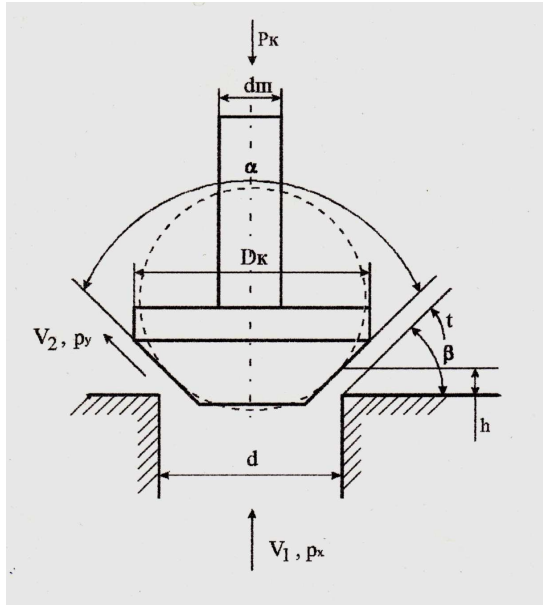


Рис. 20. Расчетная схема клапана срабатывания
 D_K – диаметр клапана, $d_{ш}$ – диаметр штока, d – диаметр седла клапана,
 t – размер щели в сечении, перпендикулярном направлению потока,
 h – перемещение затвора, вдоль оси клапана (0,2...0,3 от d),
 α – угол при вершине конуса затвора (60...90) градусов,
 β – угол между стороной и корпусом клапана,
 V_1, p_x – скорость и давление жидкости на входе в клапан,
 V_2, p_y – скорость и давление жидкости на выходе из клапана,
 P_K – усилие пружины.

Из расчетной схемы клапана (рис. 20) следует, что:

$$d_1 - h \sin \alpha \text{ и } t = h \sin \alpha / 2,$$

тогда получим:

$$f = \pi d h \sin \alpha / 2 (1 - h / 2 d \sin \alpha), \quad (13)$$

где h – величина подъема затвора клапана,

α – угол при вершине эквивалентного конуса затвора.

Поскольку обычно $h \ll d$ при небольших подъемах затвора, характерных для работы клапанов на незначительные расходы, вторым членом уравнения (6) можно пренебречь и получить упрощенное выражение:

$$f = \pi d h \sin \alpha / 2. \quad (14)$$

Таким образом, формула (11) запишется так:

$$Q = \mu \pi d h \sin \alpha / 2 \sqrt{\Delta p / \rho} = k h \sqrt{\Delta p}, \quad (15)$$

где $k = \mu \pi d \sin \alpha / 2 \sqrt{\Delta p / \rho}$ – проводимость клапана.

Из выражения (8) находим высоту подъема затвора клапана:

$$h = (Q / \mu \pi d \sin \alpha / 2) \sqrt{\Delta p / \rho} . \quad (16)$$

Высота подъема в клапанах с углом при вершине $\alpha = 90^\circ$ конструктивно выбирается обычно равной $h = (0,2 \dots 0,3) d$. Во избежание заклинивания клапана значение, а должно быть $\alpha > 60^\circ$.

Ввиду того, что μ для рассматриваемого типа клапанов сохраняется практически постоянным в рабочем диапазоне изменения h , то выражение (8) можно записать

$$Q = B \sqrt{\Delta p} , \quad (17)$$

где $B = k h$ – постоянный для данных условий член.

Из формулы (10) видно, что расход жидкости пропорционален квадратному корню из перепада давления.

На затвор клапана срабатывания действуют силы гидростатического давления и трения, силы гидродинамического воздействия потока, боковое усилие, обусловленное несимметричностью распределения давления в радиальном зазоре (щели) и несоосностью затвора и седла, а также силы бокового давления, вызываемого несимметричным действием усилия пружины клапана.

При приближенных расчетах учитывают только гидростатические силы. Тогда из схемы рис. 18, условие равновесия затвора клапана, посаженного на острые кромки гнезда, выражается так:

$$P_k = f \Delta p = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \Delta p; \quad \Delta p = p_k / 4 , \quad (18)$$

где P_k – усилие предварительного сжатия h_0 пружины, h_0 – предварительное сжатие пружины (при нулевом подъеме клапана); c – жесткость пружины, Δp – перепад давления жидкости в начале открытия и в конце закрытия клапана, d – диаметр посадочного гнезда клапана, f – площадь сечения клапана по линии контакта его с кромками седла.

После того, как клапан оторвется от своего гнезда, перепад давления может существенно измениться. Это обусловлено тем, что (рис. 9) подъем затвора клапана, вызываемый увеличением расхода жидкости, сопровождается увеличением обжатия (и соответственно увеличением жесткости) пружины и уменьшением эффективной площади затвора, на которую действует давление жидкости. Из расчетной схемы рис. 20, следует, что при закрытом клапане давление жидкости будет действовать на его затвор по сечению диаметром $d = d_c$, тогда как при открытом клапане это сечение определится переменным диаметром $d_l = d_m$.

В соответствии с этим эффективная площадь клапана после открытия $f_s = \pi d_m^2 / 4$ будет меньше площади $f = \pi d_c^2 / 4$, соответствующей закрытому затвору.

В результате чего усилие, возникшее при действии давления p_x на площадь f_s , открывающее затвор клапана будет меньше усилия пружины P_k , что вызовет закрытие затвора. Происходит дозирование жидкости. Это будет длиться, пока давление p_x достигнет такого значения, которое действуя на площадь f_s создаст усилие, открывающее затвор, которое уравнивает усилие пружины, и клапан будет находиться в состоянии равновесия.

Статический расчет клапана (рис. 20) проведен на компьютере (см. приложение 2) по уравнениям (11) – (18). Данный расчет

проводился для таких значений клапана: $d = 0,8$ см; $V = 1500$ см³/с;

$$\gamma = 0,9 \times 10^{-6} \text{ кг с}^2 / \text{см}^2; \alpha = 90^\circ.$$

Приведенный результат расчета показывает, что для данных значений клапана его статические параметры, такие как площадь щели f и расход Q имеют следующие значения: $f = 0,45$ см²; $Q = 626,3$ см³/с.

Статический расчет гидропривода со СГТЦ заключается в определении статической характеристики, конструктивных параметров привода (рис. 10) и коэффициента усиления данного привода $i_{ГП}$.

Статическая характеристика выражает зависимость давления p_x , в контуре СГТЦ, от усилия Q_n , прикладываемого к педали тормоза $p_x = f(Q)$.

Конструктивными параметрами привода являются, диаметры ступенчатого поршня ($D, d_n, d_{m\psi}$) главного тормозного цилиндра, диаметры поршней (d_k) колесных тормозных цилиндров и коэффициент передачи привода педали i_n . Эти параметры определяют с целью обеспечения необходимых приводных усилий $Q_{k1,2}$ для колесных тормозных механизмов при допустимом усилии на педали Q_n и ее перемещении y_n .

Коэффициентом усиления тормозного гидропривода можно считать отношение силы, создаваемой на поршне колесного тормозного цилиндра к усилию, приложенному к педали тормоза $/21/$.

$$i_{ГП} = \frac{Q_{k1,2}}{Q_n}, \quad (19)$$

где $Q_{k1,2}$ – приводное усилие на поршнях передних и задних колесных тормозных цилиндров;

Q_n – усилие на педали тормоза

$$Q_{k1,2} = p_x F_{k1,2}, \quad (20)$$

где p_x – давление в приводе,

$F_{k1,2} = \pi d_{k1,2}^2 / 4$ – площадь поршней передних и задних колесных тормозных цилиндров, $d_{k1,2}$ – диаметры этих поршней.

$$Q_n = Q_x / i_{ГП} = p_x F_n / i_{ГП}, \quad (21)$$

где Q_x – усилие на поршне главного тормозного цилиндра,

$F_n = \pi d_n^2 / 4$ – площадь рабочей (меньшей) части ступенчатого поршня,

d_n – диаметр рабочей (меньшей) части СП,

i_n – коэффициент передачи привода педали, определяется как отношение x/y , где x, y – плечи педального привода (рис. 21),

$\eta_n = 0,86 \dots 0,92$ – КПД педального привода.

Обычно диаметр d_n главного цилиндра незначительно отличается от диаметра d_k колесных цилиндров $/22/$. В выполненных конструкциях с барабанными тормозами $d_{k1}/d_n = 1 \dots 1,5$; $d_k/d_n = 0,9 \dots 1,2$ и $d_k/d_{k2} = 0,8 \dots 1,7$; с колодочно-дисковыми $d_k/d_n = 2,1 \dots 2,4$; $d_{k2}/d_n = 1,0 \dots 1,2$ и $d_{k1}/d_{k2} = 1,7 \dots 2,4$ (d_{k1} и d_{k2} – диаметры колесных цилиндров соответственно передних и задних тормозных механизмов).

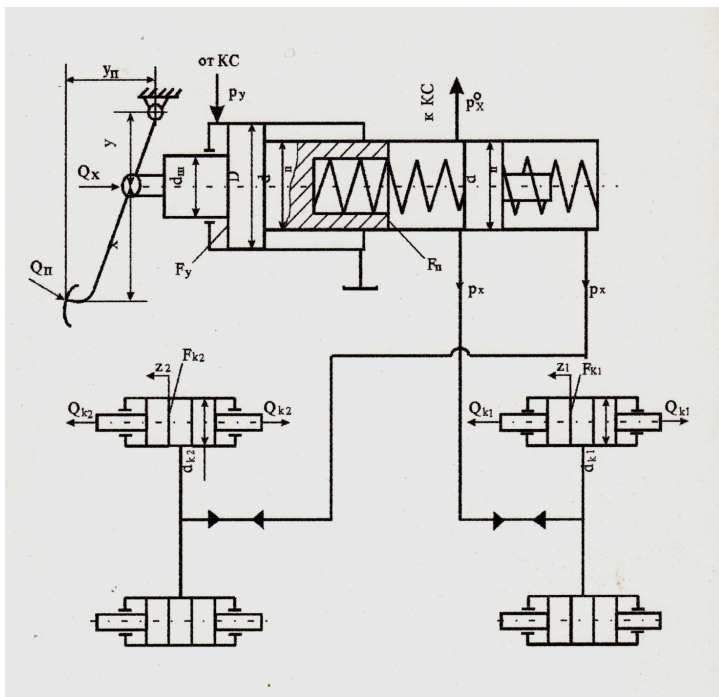


Рис. 21. Расчетная схема двухконтурного гидравлического тормозного привода со ступенчатым главным тормозным цилиндром

Из формулы (21) p_x будет иметь следующее выражение:

$$p_x = Q_n i_{\Pi} \eta_{\Pi} / F_{\Pi} \quad (22)$$

Подставляем выражение (20) в формулу (21) получим:

$$I_{\Pi\Pi} = i_{\Pi} \eta_{\Pi} F_{R1,2} / F_{\Pi} \quad (23)$$

Это передаточное отношение зависит от геометрических параметров тормозного гидропривода и является постоянным для конкретного автомобиля. Передаточное отношение тормозного гидропривода со СГТЦ может достигать в i_x раз больше. Изменяется передаточное отношение начиная при открытии клапана срабатывания. Момент открытия клапана срабатывания p_x^0 устанавливается настройкой усилия его пружины P_x и зависит от характеристики тормозного гидропривода.

Тормозной гидропривод со СГТЦ до давления в поршневой камере меньше давления открытия клапана срабатывания ($p_x < p_x^0$) работает как обычный привод с постоянным передаточным отношением, определяемым по формуле (23), а усилие на педали тормоза и давление в приводе по формулам (21), (22).

При $p_x = p_x^0$ вступает в работу (начинает открываться) клапан срабатывания. Давление после клапана срабатывания изменяется от нуля до давления P_y , которое определяется для различных типов клапанов (рис. 18) по формулам (6, 8, 10).

Из вышеизложенного видно, что тормозной гидропривод со СГТЦ имеет две стадии работы: при $p_x < p_x^0$ и при $p_x > p_x^0$, а также переходную зону при $p_x < p_x < p''$.

При $p_x = p_x^0$ усилие на педали тормоза и коэффициент усиления тормозного привода Q_n и $i_{\Pi\Pi}$ определяется по формуле:

$$Q_n = (p_x F_{\Pi} - p_y F_y) / i_{\Pi} \eta_{\Pi}, \quad (24)$$

где $F_y = F - F_m$ – площадь штоковой (усиливающей) полости ступенчатого поршня,

$F = \pi D^2 / 4$ – площадь большей части ступенчатого поршня,

D – диаметр большей части СП,

$F_m = \pi d_{ш}^2 / 4$ – площадь штока,
 $d_{ш}$ – диаметр штока.

$$F_y = \pi(D^2 - d_{ш}^2) / 4.$$

Тогда p_x , из формулы (24), будет иметь выражение:

$$P_x = (Q_{II} i_{II} \eta_{II} + p_y F_y) / F_{II}. \quad (25)$$

С учетом вышеприведенных расчетов площадей ступенчатого поршня, формула (24) будет иметь вид:

$$Q_{II} = (p_x d_{II}^2 - p_y (D^2 - d_{ш}^2)) / 4 i_{II} \eta_{II}. \quad (26)$$

Тогда коэффициент усиления тормозного гидропривода со СГТЦ при открытии клапана срабатывания запишется так:

$$i_{II} = 4 i_{II} \eta_{II} p_x F_{K12} / \pi (p_x d_{II}^2 - p_y (D^2 - d_{ш}^2)). \quad (27)$$

Полный ход штока ступенчатого главного тормозного цилиндра определяется по формуле /19/:

$$V_{II} = \Delta l + 2\beta / F_{II} \sum_{i=1}^n F_{ki} z_i, \quad (28)$$

где Δl – зазор между ступенчатым поршнем главного тормозного цилиндра и толкателем, равный 1...2,5 мм,
 β – коэффициент, учитывающий влияние податливости элементов гидропривода на перемещение штока, может быть принят равным 1,1 ...1,3,
 F_{ki} – площадь i -го колесного цилиндра, m^2 ,
 z_i – максимальное перемещение i -го поршня колесного цилиндра,
 n – число колесных цилиндров, управляемых главным цилиндром.

При торможении ход педали V_{II} должен составлять 0,5... 0,7 от максимального хода, а перемещение поршней колесных цилиндров для барабанного тормоза $z = 1,5... 4,5$ мм, для дискового – $z = 0,10... 0,35$ мм.

Задавая ход педали $V_{II} = 120 - 150$ мм, усилие $Q_{II} = 1, 2, \dots, 35$ кг, диаметры ступенчатого поршня $D = 2,6$ см; $d_n = 2$ см; $d_m = 2$ см, диаметры колесных тормозных цилиндров $d_{k1} = 4$ см; $d_{k2} = 2,4$ см, из уравнений (22), (28) находим, с помощью компьютера, рассчитываемые параметры гидропривода.

По результатам расчета были построены статические характеристики $p_x = f(Q)$ (рис. 22, кривые 1, 2, 3, 4, 5), где 1 – характеристика тормозного гидропривода работающего без усилителей, 2 – характеристика тормозного гидропривода работающего с вакуумным усилителем, 3, 4, 5 – характеристики тормозного гидропривода со СГТЦ работающего с крановым, дозирующим и переливным клапанами срабатывания.

Проведем анализ кривых 3, 4, 5 и сравним их с кривыми 1, 2, из которого видно следующее. При работе ступенчатого главного тормозного цилиндра с крановым клапаном срабатывания (рис. 22, кривая 3), происходит скачек давления, когда усилие на педали тормоза достигает значения порядка 15 кг (147,15 Н), т.е. в момент открытия клапана точка a . Это вызвано тем, что давление в СГТЦ (p_x), достигая значения давления (p_x^0), при котором крановый клапан срабатывания начинает открываться, открывает клапан и за клапаном сразу устанавливается давление (p_y), величина которого мало отличается от величины давления (p_x) т.к. крановый клапан работает с малыми

потерями напора (Δp) (рис. 19 а). Исходя из этого анализа можно сделать вывод, для того чтобы использовать СГТЦ с крановым клапаном срабатывания в конструкциях современных автомобилей необходимо: применять устройство запаздывание /3/, обеспечивающее задержку открытия клапана срабатывания или изменить конструкцию затвора клапана.

При работе СГТЦ с дозирующим клапаном срабатывания (кривая 4 рис. 22) видно, что при усилии на педали тормоза до 15 кг (147,15 Н) давление в ступенчатом главном тормозном цилиндре нарастает также как и в тормозном гидроприводе без усилителя (рис. 11, кривая 1), а для усилии на педали тормоза от 15 до 35 кг (от 147,15 Н до 343,35 Н), т.е. когда дозирующий клапан начинает открываться и полностью открыт, давление в СГТЦ нарастает плавно. Анализируя полученную кривую 4 видно, что в точке *a*, начала открытия дозирующего клапана срабатывания, давление в СГТЦ нарастает не скачком, а плавно по параболе, достигая максимального значения при максимальном усилии на педали тормоза. Это объясняется конструкцией дозирующего клапана, у которого затвор имеет ступенчатую форму (рис. 19 в). Поэтому давление (p_y) за клапаном не сразу приближается к значению давления (p_x), а с определенной интенсивностью, зависящей от передаточного числа дозирующего клапана (от соотношения площадей его седла f_c и штока $f_{ш}$) (рис. 19 в).

Из приведенного анализа можно сделать вывод, что СГТЦ с дозирующим клапаном срабатывания вполне удовлетворяет современным требованиям и нормам /4, 5/ и вполне пригоден для использования в конструкциях легковых автомобилей.

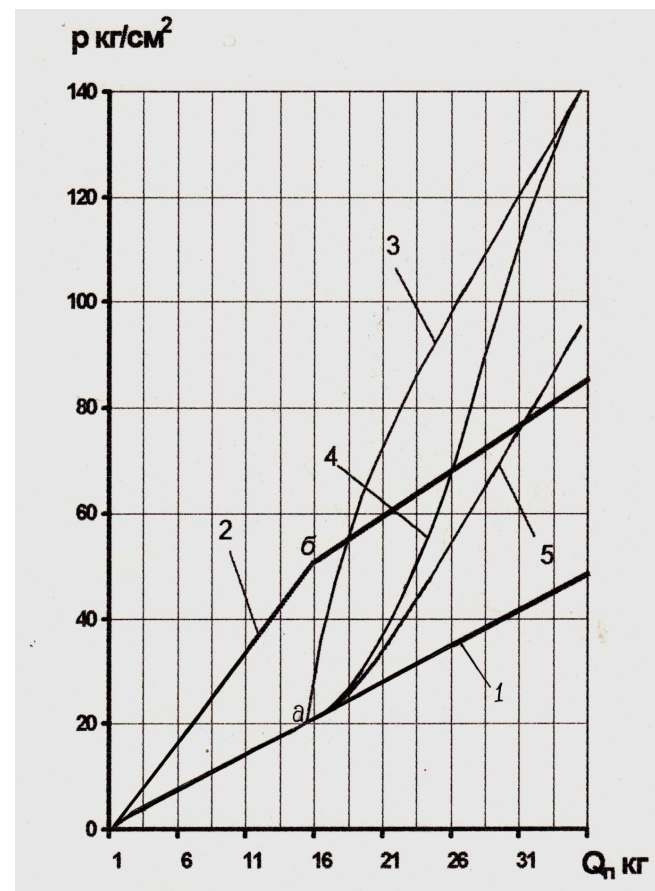


Рис. 22. Статические характеристики тормозного гидропривода: 1 – без усилителя; 2 – с вакуумным усилителем; 3,4,5 – со СГТЦ с крановым, дозирующим и переливным КС; *a* – точка срабатывания клапана; *б* – точка потери вакуумного усиления.

При работе СГТЦ с переливным клапаном срабатывания (рис. 22, кривая 5) давление (p_x) нарастает также как и в СГТЦ с крановым и дозирующим клапанами срабатывания, при усилии на педали тормоза до 15 кг (147,15 Н). В момент начала открытия переливного клапана срабатывания при усилии на педали тормоза от 15 кг до 35 кг (от 147,15 Н до 343,35 Н) давление в СГТЦ воз-

растает, но с постоянным перепадом равным сумме давлений потери напора (Δp) и открытия клапана (p_x^0). Это связано с конструкцией переливного клапана, у которого отсутствует штоковая полость, т.е. $f_{ш} = 0$ (рис. 18 б). Делая выводы с данного анализа видно, что СГТЦ с переливным клапаном также удовлетворяет требованиям стандартов и может вполне применяться в конструкциях легковых автомобилей, но имеет показатели хуже, чем у СГТЦ с дозирующим клапаном.

Сравнивая характеристики тормозного гидропривода со СГТЦ кривые 3, 4, 5 с характеристикой тормозного гидропривода с вакуумным усилителем кривая 2 (рис. 22) делаем вывод.

Гидропривод с вакуумным усилителем обеспечивает дополнительное усилие в определенном диапазоне, т.е. при усилии на педали тормоза до 16 кг (157 Н), гидропривод работает с коэффициентом усиления порядка ($k_y = 2,6$), потом происходит потеря вакуумного усилия (точка б, рис. 22) и тормозной гидропривод работает без дополнительного усилия. В точке б кривая 2 преломляется и идет параллельно кривой 1 (рис. 22), это происходит из-за того, что значение коэффициента усиления k_y зависит от типа усилителя, его геометрических параметров и режима работы усилителя. Это один из недостатков гидропривода с вакуумным усилителем.

Тормозной гидропривод со СГТЦ, работая с различными клапанами срабатывания в момент открытия КС точка а, начинает работать с коэффициентом усиления ($i_T = F - F_m / F_n$), т.е. в системе происходит повышение давления, которое зависит от типа клапана срабатывания (рис. 22). Из полученных характеристик также видно, что гидропривод со СГТЦ работает в более высоких диапазонах давления при тех же параметрах, какие имеет гидропривод с вакуумным усилителем. Это одно из преимуществ данного привода, которое дает ему возможность применяться в автомобилях с массой от 2-х до 3,5 тонн.

8. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СО СТУПЕНЧАТЫМ ГЛАВНЫМ ТОРМОЗНЫМ ЦИЛИНДРОМ

Динамический расчет, также как и статический, рассматривает динамику клапана срабатывания и ступенчатого главного тормозного цилиндра.

8.1. Динамический расчет дозирующего клапана срабатывания

На рис. 23 представлена расчетная схема дозирующего КС, предназначенного для подвода жидкости в штоковую полость ступенчатого поршня главного тормозного цилиндра.

При мгновенном создании в СГТЦ давления открытия клапана p_x^0 , начинает подниматься его затвор. Скорость затвора клапана изменится от нуля до установившегося значения, и за это время, т.е. за t_n затвор пройдет расстояние h_n , а время движения затвора клапана с установившейся скоростью равно:

$$T_y = (h - h_n) / V_y, \quad (29)$$

где h – величина полного открытия затвора клапана,
 h_n – расстояние, которое пройдет затвор за время переходного процесса.

Таким образом, время срабатывания дозирующего клапана будет определяться по формуле/17/:

$$t_c = t_n + t_y, \quad (30)$$

где t_c – время срабатывания,
 t_n – время переходного процесса,
 t_y – время, затрачиваемое затвором движущимся с установившейся скоростью до полного его открытия.

Скорость установившегося движения затвора можно определить по формуле:

$$V_y = Q/f, ,$$

где Q – расход клапана;
 f – площадь седла клапана.

Остается определить время переходного процесса и расстояние, которое пройдет затвор клапана за это время, для чего составим дифференциальное уравнение клапана /15, 16/, которое будет иметь вид:

$$m \frac{d^2h}{dt^2} + v \frac{dh}{dt} + ch = pf, \quad (31)$$

где: m – масса затвора клапана,
 v – коэффициент вязкого трения,
 c – коэффициент жесткости пружины,
 p – давление в СГТЦ,
 f – площадь седла клапана,
 h – перемещение затвора клапана,
 t – время.

Разделим все члены уравнения (31) на постоянный коэффициент жесткости пружины c тогда:

$$\frac{m}{c} p f = \frac{p f}{c}. \quad (32)$$

Введем обозначения:

$$T_m = \sqrt{\frac{m}{c}}; \quad \zeta = \frac{v}{2T_m c}; \quad K = \frac{f}{c}.$$

Тогда формула (3.31) будет иметь вид:

$$T_m^2 \frac{d^2h}{dt^2} + 2 \zeta T_m \frac{dh}{dt} + h = K p, \quad (33)$$

где T_m – постоянная времени,

ζ – коэффициент относительного демпфирования, т.е. линейное

неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами.

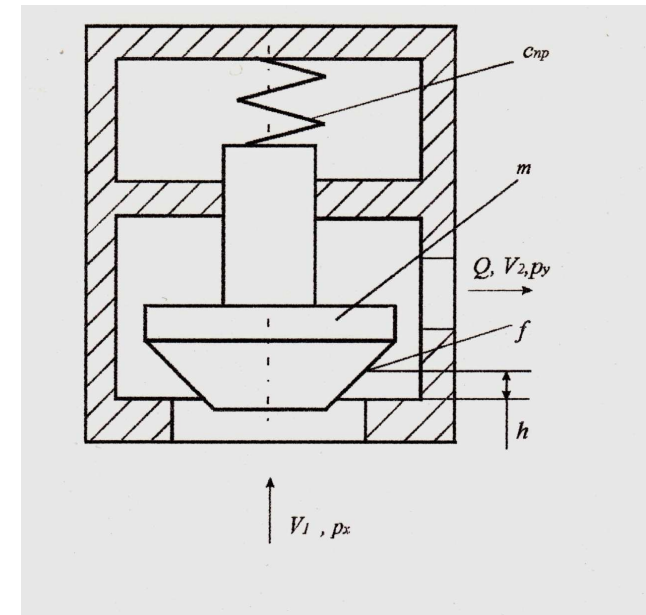


Рис. 23. Расчетная схема клапана срабатывания:
 f – площадь седла клапана; h – перемещение затвора вдоль оси клапана (0,2...0,3 от d); V_i, p_x – скорость и давление жидкости на входе в клапан; V_y, p_y – скорость и давление жидкости на выходе из клапана; Q – расход жидкости через клапан; m – масса клапана; c_{np} – жесткость пружины клапана.

Найдем корни характеристического уравнения:

$$T_m^2 k^2 + 2 T_m k + 1 = 0 \quad (34)$$

$$D = 4 T_m^2 \xi^2 - 4 T_m^2 = 4 T_m^2 (\xi^2 - 1)$$

$$k_{1,2} = \frac{-2 T_m \xi \pm 2 T_m \sqrt{\xi^2 - 1}}{2 T_m^2} = -\frac{\xi}{T_m} \pm \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T_m}$$

$$k_{1,2} = -\alpha \pm i \omega \text{ т.к. } \xi^2 - 1 < 0 \text{ то } \alpha = -\frac{\xi}{T_m}; \omega = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T_m},$$

согласно этому решению, общее решение уравнения (34) будет иметь вид:

$$h = e^{\alpha t} (C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t) + p k, \quad (35)$$

где $C_1 = -pK$, $C_2 = -\frac{\xi p K}{T_m \omega}$; тогда уравнение (35) примет вид:

$$h = p K (1 - e^{\alpha t} (\cos \omega t + \frac{\xi}{T_m \omega} \sin \omega t)). \quad (36)$$

Решение данного уравнения проведено с помощью компьютера. Расчеты проводились для следующих параметров:

$m = 0,03$ кг; $v = 0,364$; $h = 0,35$ см; $f = 0,5$ см²; $c_{np} = 27,7$ кг/см. По полученным данным была построена динамическая характеристика клапана (рис. 24). Данная динамическая характеристика показывает время переходного процесса (t_n) то есть время, за которое клапан пройдет определенное расстояние (h_n). Из графика видно, что $t_n = 0,1$ с, это вполне удовлетворяет для данного гидропривода.

8.2 Динамический расчет ступенчатого главного тормозного цилиндра

В общем случае система уравнений описывающих динамику гидропривода включает в себя три типа уравнений, которые соответствуют физическим процессам в этих приводах /15, 17/:

- дифференциальные уравнения движения перемещающихся деталей системы, составленные согласно принципу Даламбера (их часто называют уравнениями сил или моментов);
- уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода;
- уравнения баланса мгновенных массовых расходов (уравнение расходов).

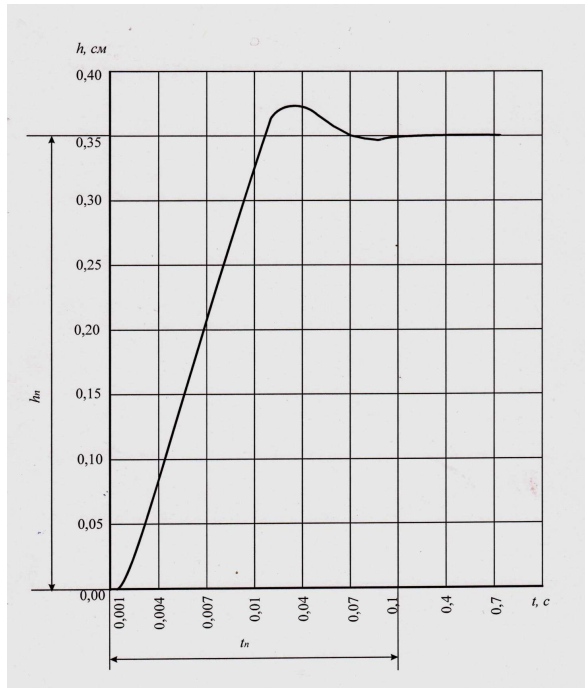


Рис. 24. Динамическая характеристика клапана срабатывания

Теперь переходим к составлению системы дифференциальных уравнений, которая будет представлять математическую модель тормозного гидропривода со СГТЦ (рис. 25 а).

Рассматриваемый тормозной гидропривод относится к таким тормозным гидроприводам, у которого давление жидкости создается ступенчатым главным тормозным цилиндром. В этом случае к штоку ступенчатого поршня приложено переменное входное усилие, которое в большинстве случаев является функцией времени, т.е. $P_{вх}(t)$. При расчетах данное усилие обычно заменяется близким к нему типовым входным воздействием (ступенчатым – 1, линейным – 2, экспоненциальным – 3 или периодическим – 4) (рис. 25 б).

Рассматриваемая динамическая схема содержит два отдельно сосредоточенных объема жидкости V_1, V_2 , находящихся

в главном и исполнительных цилиндрах, которые сосредоточены в узлах Y_1, Y_2 . На рисунке показано: x и z – перемещение поршней главного и колесных цилиндров; p_1, p_2 – давление в главном и колесных тормозных цилиндрах; f – площадь проходного сечения магистрали; $m_{жс}$ – масса жидкости в трубопроводе; R – гидравлическое сопротивление; Q – характеристика по усилию объекта управления.

При рассмотрении динамических процессов сделаем следующие допущения: волновые процессы в гидромагистралях вследствие сравнительно не большой длины их не влияют на переходной процесс: вязкость, плотность, температура рабочей жидкости и количество нерастворенного воздуха в ней не изменяются в течение переходного процесса; отсутствуют утечки рабочей жидкости.

Дифференциальные уравнения движения поршней 1, 2 главного и рабочих тормозных цилиндров (рис. 14 а) имеют вид:

$$m_1 \frac{d^2x}{dt^2} + c_{np} x + p_1 F_1 = P(t), \quad (37)$$

$$m_2 \frac{d^2z}{dt^2} + p_2 F_2 = Q, \quad (38)$$

где m_1 – масса ступенчатого поршня ГТЦ с учетом массы пружины 3,

m_2 – суммарная масса поршней всех РТЦ с приведенными к ним массами подвижных частей тормозных механизмов,

F_1 – рабочая площадь ступенчатого поршня,

F_2 – суммарная площадь поршней всех РТЦ,

$P(t)$ – усилие на педали, приведенное к штоку ступенчатого поршня,

Q – суммарное усилие, развиваемое всеми РТЦ,

p_1 – давление, создаваемое в ГТЦ,

p_2 – давление, перед поршнями РТЦ,

c_{np} – жесткость пружины 3,

x – ход ступенчатого поршня ГТЦ,

z – ход поршня РТЦ.

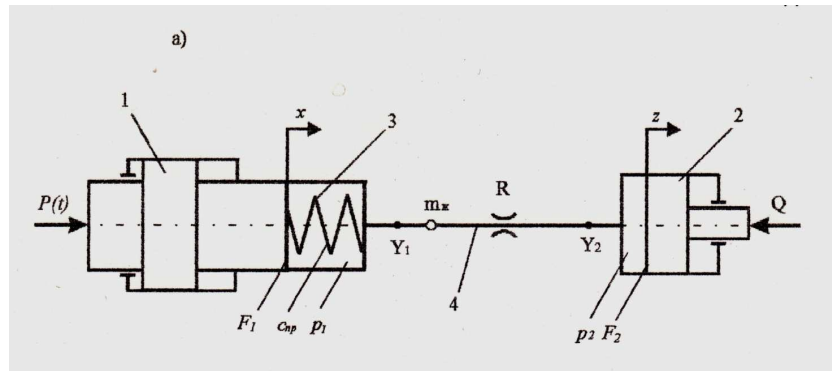


Рис. 25 а. Динамическая схема гидравлической цепи исследуемого тормозного привода со СГТЦ

Уравнение баланса давлений для участка $Y_1 - Y_2$ (см. рис. 25 а) будет иметь вид:

$$p_j + p_i + p_m + p_2 = p_1, \quad (39)$$

где p_1 и p_2 – давление жидкости на входе и выходе, т.е. в главном и рабочих тормозных цилиндрах,

p_j – инерционные потери давления жидкости,

p_i – потери давления по длине трубопровода,

p_m – потери давления в местных сопротивлениях.

Инерционные потери давления жидкости p_j определяются по выражению:

$$P_j = \rho l \frac{F_1 d^2 x}{f dt^2}, \quad (40)$$

где ρ – плотность жидкости,

f, l – проходное сечение и длина трубопровода,

Потери давления на преодоление сопротивления в трубопроводе зависят от режима течения жидкости. При ламинарном режиме ($0 < V < V_{кр}$) потеря напора h_w определяется по формуле Пуазейля [27]:

$$h_w = \frac{32 l \nu V_{cp}}{\pi d^3}, \quad (41)$$

где $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ – коэффициент кинематической вязкости,

μ – коэффициент динамической вязкости,

V_{cp} – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе,

d – внутренний диаметр трубопровода.

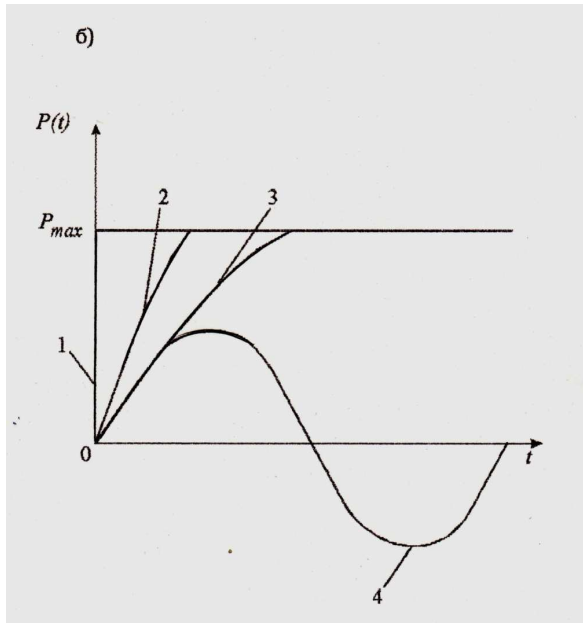


Рис. 25 б. Характеристика входного воздействия

С учетом выражений:

$$V_{cp} = \frac{F_1 dx}{f dt}, d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}, p_i = h_w \rho g \quad (42)$$

Формулу (40) можно записать в виде:

$$P_j = \frac{8 \pi \mu l F_1 dx}{f^2 dt} \text{ при } 0 < \frac{dx}{dt} \leq \left(\frac{dx}{dt}\right)_{kp} \quad (43)$$

При турбулентном режиме течения жидкости ($V > V_{kp}$) потери давления на сопротивление в трубопроводе определяются по формуле Дарси-Вейсбаха [33]:

$$P_l = \lambda \frac{l V^2}{d^2}, \quad (44)$$

где λ – коэффициент потерь по длине.

С учетом выражений (39) формулу (42) можно написать в виде:

$$P_l = 0,443 \frac{\lambda \rho l}{f} \left(\frac{F_1}{f}\right)^2 \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \text{ при } \frac{dx}{dt} > \left(\frac{dx}{dt}\right)_{kp} \quad (45)$$

Критическая скорость течения жидкости определяется по формуле:

$$V_{kp} = \frac{R_e v}{d}, \quad (46)$$

где $R_e = 2300$ – число Рейнольдса.

Местные потери давления p_m можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха, записанную в виде:

$$h_w = \xi \frac{V_{cp}^2}{2g}, \quad (47)$$

$$QF_1 / F_2 = a_5 z + a_6 \quad (51)$$

где $\xi = \lambda \frac{l}{d}$ – коэффициент местных сопротивлений.

С учетом (41):

$$P_M = \frac{\xi \rho}{2} \left(\frac{F_2}{F} \right)^2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2. \quad (48)$$

Уравнение (39) после подстановки в него выражений (37), (38), (40), (43), (45) и (48) и умножая на F_1 примет вид:

при $0 < \frac{dx}{dt} \leq \left(\frac{dx}{dt} \right)_{кр}$

$$\left(m_1 + \rho l \frac{F_1^2}{F} \right) \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{8 \pi \mu l F_1^2}{F^2} \frac{dx}{dt} + \frac{\xi \rho F_1^2}{2 F^2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + Q \frac{F_1}{F_2} + c_{np} x - P(t) = 0 \quad (49)$$

и при $\frac{dx}{dt} > \left(\frac{dx}{dt} \right)_{кр}$

$$\left(m_1 + \rho l \frac{F_1^2}{F} \right) \frac{d^2x}{dt^2} + \left(\frac{0,443 \lambda \rho l F_1^2}{\sqrt{F}} + \frac{\xi \rho F_1^2}{2 F^2} \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + Q \frac{F_1}{F_2} + c_{np} x - P(t) = 0 \quad (50)$$

Как указывалось выше, реакция тормозных механизмов Q представляет собой нелинейную зависимость от перемещения поршней z рабочих цилиндров. С достаточной точностью нелинейную характеристику тормозных механизмов $Q = f(z)$ можно аппроксимировать кусочно-линейной функцией, имеющей три участка, которая выражается системой уравнений. С учетом этой системы уравнений, слагаемое QF_1/F_2 в уравнениях (49) и (50) можно записать

После ввода коэффициентов $a_1 - a_6$ и с учетом (51) уравнения (49) и (50) примут вид:

$$a_1 \frac{d^2x}{dt^2} + a_{21} \frac{dx}{dt} + a_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + a_4 z + a_5 + a_6 - P(t) = 0, \quad (52)$$

$$a_1 \frac{d^2x}{dt^2} + (a_{22} + a_3) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + a_4 z + a_5 + a_6 - P(t) = 0, \quad (53)$$

где $a_1 = m_1 + \rho l \frac{F_1^2}{F}$;

$$a_2 = 0,443 \lambda \rho \frac{l F_1^2}{\sqrt{F} F^2}$$

$$a_3 = \frac{\xi \rho F_1^2}{2 F^2}$$

$$a_4 = \begin{cases} c_2 a & \text{если } z_{12} < z \leq z_{12} + z_{23} \\ c_3 a & \text{если } z > z_{12} + z_{23} \end{cases}$$

$$a_5 =$$

$$\begin{cases} Q a + (c_1 - c_2) z_{12} a & \text{если } z < z_{12} + z_{23} \\ 0 a + (c_1 - c_2) z_{12} a + (c_2 - c_3) z_{23} a & \text{если } z > z_{12} + z_{23} \end{cases}$$

$$a_6 = c_{np} x$$

Таким образом, динамика рассматриваемого гидропривода описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений (52) и (53).

Исследовать такую систему дифференциальных уравнений сложно, поэтому для дальнейшего аналитического анализа дина-

мики данного гидропривода (рис. 14 а) можно сделать ряд допущений, приводящих данную систему уравнений к линейному дифференциальному уравнению второго порядка.

Таковыми допущениями являются:

- отсутствие местных потерь давления,
- линейный закон изменения потерь давления от скорости по длине трубопровода,
- линейная характеристика жесткости тормозного механизма ($c_2 = c_3 = c_{mp}$).

Анализ выполняется при ступенчатом входном сигнале (рис. 14 б кривая 1), т.е. к поршню ГТЦ мгновенно прикладывается усилие P_{max} .

С учетом этого, систему уравнений (16) и (17) можно записать в виде:

$$A_1 \frac{d^2x}{dt^2} + A_2 \frac{dx}{dt} + A_3x = P_{max}, \quad (54)$$

$$\text{где } A_1 = m_1 + \rho l \frac{F_1^2}{f}; A_2 = \frac{8 \pi \mu l F_1^2}{f}; A_3 = c_{np} + \frac{c_{mp} F_1^2}{F_2^2}$$

После подстановки выражений:

$$x = \frac{P_2 F_1^2}{c_{mn} F_1}; p_{max} = p_1 \max F_1; p_{безр} = p_2 / p_1 \max$$

$$\text{и умножая на } \frac{F_1 c_{mp}}{c_{mn} F_1^2}$$

уравнение (3.54) примет вид

$$\frac{d^2 p_{безр}}{dt^2} + 2h \frac{dp_{безр}}{dt} + k^2 p_{безр} = b, \quad (55)$$

$$\text{где } h = \frac{4 \pi \mu l}{c_{mn} F_1^2}; k = \frac{c_{mp} + c_{mp}}{F_2^2 + F_1^2}; b = \frac{c_{mp} F_1}{c_{mn} F_1^2}$$

Как известно из теории колебаний [16], при решении уравнения (19) в зависимости от соотношения параметров h и k могут иметь место три случая (начальные условия: $t = 0, p_{безр}$).

1. При $k > h$ ($\gamma < 1$)

$$p_{безр} = 1 - e^{-\gamma kt} \left(\cos \sqrt{1 - \gamma^2} kt + \frac{\gamma}{\sqrt{1 - \gamma^2}} \sin \sqrt{1 - \gamma^2} kt \right) \quad (56)$$

2. При $k < h$ ($\gamma = h/k > 1$)

$$p_{безр} = 1 - \frac{1}{2} e^{-\gamma kt} \left[\left(1 + \frac{\gamma}{\sqrt{\gamma^2 - 1}} \right) e^{\sqrt{\gamma^2 - 1} kt} + \left(1 - \frac{\gamma}{\sqrt{\gamma^2 - 1}} \right) e^{-\sqrt{\gamma^2 - 1} kt} \right] \quad (57)$$

3. При $k = h$ ($\gamma = 1$)

$$p_{безр} = 1 - (1 + kt) e^{-kt} \quad (58)$$

Безразмерные динамические характеристики гидравли-

ческой цепи $p_2 / p_1 \max = f(kt)$ для различных значений γ , рассчитанные на компьютере по зависимостям (56) – (58), приведены на рис. 26. Анализ результатов расчета показывает, что в гидравли-

ческой цепи при $\gamma < 1$ изменение давления в исполнительном

цилиндре имеет колебательный характер, а при $\gamma > 1$ – аperiодический. Значение $\gamma = 1$ определяет границу, отделяющую колебательный характер изменения давления от аperiодического.

Следовательно, при $\gamma < 1$ гидравлическая цепь представляет собой колебательное звено, а при $\gamma > 1$ – аperiодическое звено 2-го порядка. Как известно, из теории автоматического регулирования [16], при $\gamma = 1/\sqrt{2}$ колебательное звено обладает наилучшим быстродействием и имеет перерегулирование не более 4,3%, т.е. колебательный процесс в такой цепи практически неощутим.

Для цепей, обладающих большим затуханием ($\gamma > 1/\sqrt{2}$) характерно отсутствие колебательного процесса и наличие аperiодического движения.

При этом переходной процесс является продолжительным вследствие медленного нарастания выходной величины. Для цепей, обладающих небольшим затуханием ($\gamma < 1/\sqrt{2}$) характерно наличие колебательного процесса, причем с уменьшением γ амплитуда колебаний увеличивается.

Таким образом, принимая в качестве оптимального значения $\gamma = 1/\sqrt{2}$ и, используя выражения для h и k , можно определить оптимальную величину проходного сечения f_{on} трубопровода.

Таким образом, принимая в качестве оптимального значения $\gamma = 1/\sqrt{2}$ и, используя выражения для h и k , можно определить оптимальную величину проходного сечения f_{on} трубопровода.

Таким образом, принимая в качестве оптимального значения $\gamma = 1/\sqrt{2}$ и, используя выражения для h и k , можно определить оптимальную величину проходного сечения f_{on} трубопровода.

Таким образом, принимая в качестве оптимального значения $\gamma = 1/\sqrt{2}$ и, используя выражения для h и k , можно определить оптимальную величину проходного сечения f_{on} трубопровода.

Таким образом, принимая в качестве оптимального значения $\gamma = 1/\sqrt{2}$ и, используя выражения для h и k , можно определить оптимальную величину проходного сечения f_{on} трубопровода.

Так как для данного гидропривода (рис.14 а)

$$\gamma = \frac{h}{k} = \frac{4\pi\mu l}{\dots} \quad (59)$$

Пренебрегая частными m_i / F_i^2 (вследствие его малости) из выражения (59) определяем оптимальное проходное сечение f_{on} трубопровода:

$$f_{onm} = \sqrt{\frac{16\pi^2 \mu^2 l}{\dots}} \quad (60)$$

При $\gamma = 0,7$ уравнение (56) упрощается вследствие того, что:

$$k \sqrt{1 - \gamma^2} = h_{on} = \frac{4\pi\mu l}{\dots} \text{ отсюда } k = h_{on} = \frac{4\pi\mu l}{\dots}$$

$$p_{безр} = 1 - e^{-h_{on}t} (\cos h_{on} t + \sin h_{on} t) \quad (61)$$

Быстродействие гидравлической цепи характеризуется промежутком времени t_n , за который давление в исполнительном цилиндре достигает $p_{безр} = 0,9$. Тогда из последнего уравнения получаем:

$$0,9 e^{h_{on}t_n} = \cos h_{on} t + \sin h_{on} t. \quad (62)$$

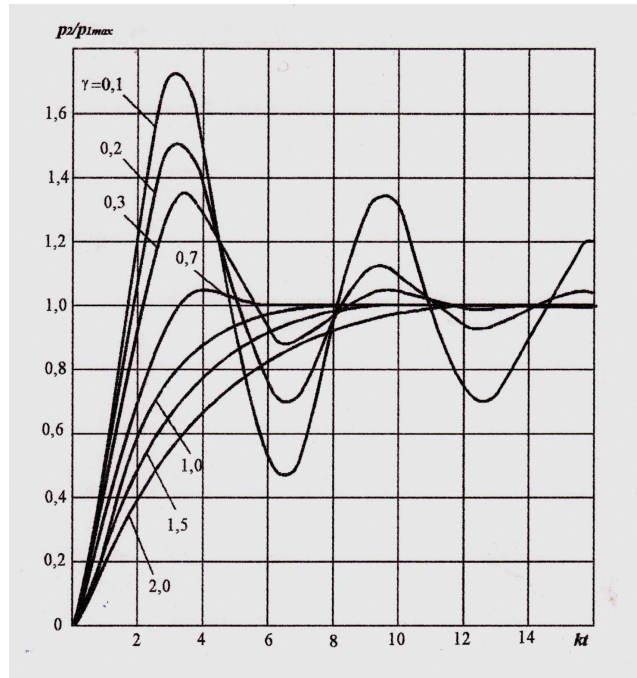


Рис. 26. Безразмерные динамические характеристики тормозного гидропривода со СГЦ

Решая методом итерации это трансцендентное уравнение, находим его корень $t_n h_{on} = 1,876$. Используя полученное значение корня и выражения для h и k , после преобразований получаем зависимость для оценки быстродействия t_n гидроцепи (рис. 14 а) при оптимальном соотношении ее параметров:

$$t_n = \frac{1,876}{\kappa_{опт}} = \frac{1,876 f^2 \left(\frac{m}{F_1^2} + \rho \frac{1}{F_1} \right)}{4 \pi \omega l} = 0,15 \frac{f^2 \left(\frac{m}{F_1^2} + \rho \frac{1}{F_1} \right)}{\omega l} \quad (63)$$

Расчеты значений f_{on} и t_n проводились с помощью компьютера по формулам (60) и (63) для следующих значений:

$$m = 2,4 \times 10^{-4} \text{ кгс}^2/\text{см}, \quad \mu = 2,75 \times 10^{-7} \text{ кгс}/\text{см}^2, \quad \rho = 0,9 \times 10^{-6} \text{ кгс}^2/\text{см}^4, \\ F_1 = 3,14 \text{ см}^2, \quad F_2 = 5,72 \text{ см}^2, \quad c_{np} = 92 \text{ кг}/\text{см}, \quad c_{mm} = 1043 \text{ кг}/\text{см}.$$

9. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА

Для остановки транспортного средства необходимо, чтобы тормозные механизмы поглощали его кинетическую энергию. Тогда тормозной путь автомобиля при торможении до остановки можно выразить как:

$$S_t = \frac{W}{F_{x\Sigma}}, \quad (64)$$

где W – кинетическая энергия автомобиля; $F_{x\Sigma}$ – суммарная продольная тормозная сила.

Суммарное выражение тормозной силы, с учетом перераспределения масс при торможении автомобиля:

$$F_{x\Sigma} = \sum_i F_{xi} + F_a, \quad (65)$$

где F_a – сила аэродинамического сопротивления.

Для вычисления суммарной тормозной силы с учетом динамического перераспределения масс при торможении можно воспользоваться известными математическими моделями движения колеса и автомобиля:

$$\begin{cases} J_w \frac{d\omega}{dt} = (\pm) T_K - r_e F_x \\ M_N \frac{dV_x}{dt} = F_x - M_N g \cdot \sin \beta \\ \sigma_k \cdot \frac{dk'}{dt} + |V_x| k' = r_e \omega - V_x - \frac{1}{C_{F_x}} \left(\frac{\partial F_x}{\partial F_z} \right) \frac{dF_z}{dt} \end{cases} \quad (66)$$

где J_w – момент инерции колеса; M_N – масса автомобиля, приходящаяся на одно колесо; T_k – момент, приложенный к колесу (отрицателен при торможении); β – угол наклона поверхности, по которой движется автомобиль (положителен, если автомобиль движется в гору); V_x – линейная скорость колеса; r_e – эффективный радиус колеса; ω – угловая скорость вращения колеса; F_z – вертикальная нагрузка; k' – проскальзывание пятна контакта колеса; C_{Fk} – жесткость покрышки; σ_k – длина окружности деформированного колеса.

Расчет тормозного момента производим для тормозного механизма с открытым вращающимся диском по формуле:

$$T_K = 2\mu_{\text{кл}} F_{TC} R_c, \quad (67)$$

где F_{TC} – сила, прижимающая накладку к диску (прижимная сила); $\mu_{\text{кл}}$ – коэффициент трения пары «накладка-диск»; R_c – средний радиус трения; $\rho_{\text{тм}}$ – давление жидкости в гидроприводе тормозов.

Для определения возникающего тормозного момента необходимо определить прижимную силу F_{TC} со стороны исполнительного механизма на тормозной диск. С учетом имеющегося зазора x_0 между тормозными накладками и тормозным диском, прижимная сила будет равна нулю при $x < x_0$ и равна силе реакции опоры тормозного диска при $x \geq x_0$. В случае гидравлического тормозного механизма с подвижной скобой, сила реакции опоры зависит от величины давления рабочей жидкости в исполнительном цилиндре. Для ее определения необходимо рассчитать электрогидравлический привод тормозного механизма.

9.1. Общие сведения о гидравлическом приводе тормозной системы

Источником гидравлической энергии в электрогидравлической тормозной системе автомобиля является многопоршневой гидравлический насос, преобразующий механическую энергию в потенциальную энергию потока жидкости. Давление жидкости, создаваемое насосом, достигает 16 – 18 МПа; привод осуществляется от электродвигателя, для обеспечения независимости его ди-

намических характеристик от режимов работы ДВС. В данной системе используется пневмогидравлический аккумулятор давления, который попеременно накапливает и отдает энергию жидкости за счет сжатия или расширения газа (воздуха или азота). Применение гидроаккумулятора позволяет уменьшить мощность насоса, а также обеспечить его работу на режимах холостого хода двигателя в приводах с эпизодическим потреблением жидкости, к которым относится и тормозная система. В этом случае применяются автомат разгрузки насоса.

Согласно исследованиям специалистов компании Delphi для автомобиля класса D, при нормальной работе тормозной системы, для каждого тормозного механизма требуется расход жидкости через впускной клапан в пределах $Q_l = 4 - 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. При данном расходе, за 120 мс давление в тормозном механизме увеличивается до 8 МПа. Таким образом, можно сделать вывод о том, что средняя скорость изменения давления $dp/dt = 6,67 - 10^7 \text{ Па/с}$. При этом существует ограничение по мощности гидронасоса и его электропривода. Подача насоса, с учетом ограничений по мощности, составляет $8 \text{ см}^3/\text{с}$. Объем пневматического гидроаккумулятора – 250 см^3 .

В качестве исполнительного элемента гидравлического привода используются различные типы распределительных устройств. Они предназначены для управления потоком рабочей жидкости. По конструктивному исполнению они бывают золотниковые, клапанные, крановые и т.д.

Золотниковым распределителем называется система регулируемых (или нерегулируемых) дросселей, включенных по гидравлической мостовой (дифференциальной) схеме и объединенных в одной конструкции.

Также в гидроприводах широко применяются клапанные распределители. Эти распределители характеризуются простотой конструкции и изготовления, надежностью в эксплуатации и обеспечивают достаточно высокую герметичность. Распределители бывают с плоскими, коническими и шариковыми клапанами.

В электрогидравлической тормозной системе не могут быть использованы золотниковые распределители для регулирования давления в тормозных механизмах из-за большой утечки жидко-

сти. Согласно исследованиям, при давлении в 22 МПа четыре золотниковых распределителя требуют более чем 300 Вт дополнительной нагрузки на гидронасос системы, чтобы компенсировать утечку в процессе функционирования. Также золотниковые распределители более чувствительны к загрязняющим примесям рабочей жидкости. Поэтому более рациональным является использование пропорциональных клапанных распределителей с шариковым клапаном. Кроме того, потребление электрической энергии электромагнитными клапанами относительно низкое, т.к. напряжение на них подается только в течение торможения. Также при использовании клапанов гидравлическая энергия не тратится впустую при каждом торможении, что обусловлено их хорошей изоляцией. Это означает, что гидронасос работает не постоянно, что также приводит к снижению потребляемой мощности электрогидравлической тормозной системой.

Здесь и далее в диссертации будут использованы условные наименования гидравлических клапанов и распределителей по их функциональному назначению. Таким образом, в предложенной электрогидравлической тормозной системе используются пять видов гидравлических аппаратов с электромагнитным приводом: впускной, выпускной, изолирующий, температурно-компенсационный и балансировочный клапаны.

Впускной клапан представляет собой гидравлически уравновешенный аппарат с шариковым клапаном и пропорциональным электромагнитным приводом нормально закрытого типа, предназначенный для подведения гидравлической энергии к колесному тормозному механизму. Данный аппарат должен иметь в составе предохранительный клапан, открывающийся при превышении максимально допустимого давления.

Выпускной клапан – гидравлический аппарат с шариковым клапаном и пропорциональным электромагнитным приводом нормально открытого типа, предназначенный для отведения гидравлической энергии из гидроцилиндра тормозного механизма.

Изолирующий клапан – двухпозиционный двухходовый гидравлический аппарат с электромагнитным приводом нормально открытого типа, предназначенный для открытия/закрытия прямой гид-

равлической связи между главным тормозным цилиндром и колесными тормозными механизмами.

Температурно-компенсационный клапан – двухпозиционный двухходовый гидравлический аппарат с электромагнитным приводом нормально закрытого типа, предназначенный для стравливания давления в тормозных механизмах, вызванного тепловым расширением рабочей жидкости внутри замкнутого гидравлического контура.

Балансировочный клапан – двухпозиционный двухходовый гидравлический аппарат с электромагнитным приводом нормально открытого типа, предназначенный для разделения гидравлических контуров тормозных механизмов одной оси.

9.2. Математическая модель одиночной ветви гидравлической цепи

В данной математической модели приняты следующие допущения:

- силы трения подвижных механических элементов не учитываются;
- волновые процессы в гидравлических магистралях вследствие их сравнительно малой длины не влияют на переходной процесс: вязкость, плотность, температура рабочей жидкости, и количество нерастворенного воздуха в ней не изменяется в течение переходного процесса;
- отсутствуют утечки жидкости.

Рассмотрим гидравлическую цепь (рис. 27), в которой на вход подается переменное давление, мгновенное значение которого равно p_1 . Мгновенное значение давления в исполнительном механизме p_3 регулируется с помощью распределителей (впускного и выпускного клапанов).

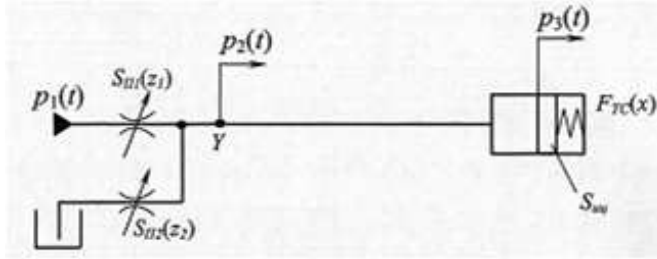


Рис. 27. Динамическая схема гидравлической цепи без учета податливости

Эта величина является функцией параметров системы питания, распределителя и закона перемещения их рабочих органов. К исполнительному механизму, перемещающемуся на величину x , приложено внешнее усилие полезного сопротивления $F_{TK}(x)$, которое является реакцией опоры, действующей со стороны управляемых механизмов, в данном случае со стороны тормозных дисков.

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов жидкости для узла Y представляет собой алгебраическую сумму входного и выходного расходов и расхода, затраченного на деформацию сосредоточенного в узле объема жидкости, т.е. входной объем жидкости, затрачивается на совершение перемещения поршня исполнительного цилиндра Q_3 , и на деформацию рабочей жидкости Q_0 :

$$\begin{aligned} Q_{вх} &= Q_3 + Q_0 \\ Q_{вх} &= Q_1 - Q_2 \end{aligned} \quad (68)$$

Расход жидкости, затраченной на перемещение поршня, находится из выражения:

$$Q_3 = S_{ш} \frac{dx}{dt}, \quad (69)$$

где $S_{ш}$ – площадь поперечного сечения поршня, а dx/dt – скорость перемещения.

Расход жидкости, затраченной на деформацию:

$$\begin{aligned} Q_0 &= \frac{V_0 + V_{жс}}{E_{мжс}} \frac{dp_3}{dt}, \\ V_{жс} &= S_{ш} x \end{aligned}$$

(70)

где V_0 – начальный объем жидкости в исполнительном цилиндре; $V_{жс}$ – объем жидкости, поступающий в цилиндр; $E_{мжс}$ – модуль упругости рабочей жидкости.

Модуль упругости является физическим свойством жидкости. Для расчетов принимается $E_{мжс} = 286 \text{ МПа}$.

Мгновенный объемный расход через распределители:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \mu \cdot S_{п1}(z_1) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \\ Q_2 &= \mu \cdot S_{п2}(z_2) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}, \end{aligned} \quad (71)$$

где μ – коэффициент расхода жидкости через распределитель; $S_{п1}(z_1)$, $S_{п2}(z_2)$ – площадь щели впускного и выпускного клапанов соответственно, образованные при перемещении запорного элемента на величину z_1 и z_2 ; ρ – плотность рабочей жидкости.

Учитывая (68) – (71) получим:

$$\mu \cdot S_{п1}(z_1) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} - \mu \cdot S_{п2}(z_2) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} = S_{ш} \frac{dx}{dt} + \frac{V_0 + S_{ш} x}{E_{мжс}} \frac{dp_3}{dt} \quad (72)$$

Дифференциальное уравнение перемещения поршня исполнительного механизма, согласно принципу Даламбера, записывается в виде:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \Sigma P_A - \Sigma P_C, \quad (73)$$

где m – масса поршня; ΣP_A – сумма активных сил; ΣP_C – сумма сил сопротивлений.

$$\begin{aligned} \Sigma P_A &= p_3 S_{ш}, \\ \Sigma P_C &= k_s \frac{dx}{dt} + P_{мп} \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt} + F_{TK}(x), \end{aligned} \quad (74)$$

где κ_s – коэффициент вязкого трения о стенки цилиндра; P_{mp} – сила сухого трения.

Подставив выражения (73) в (74) получим:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \kappa_s \frac{dx}{dt} + P_{mp} \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt} + F_{TC}(x) = p_3 S_{uy}. \quad (75)$$

Пренебрегая силами инерции подвижных механических элементов и силами трения получаем:

$$F_{TC}(x) = p_3 S_{uy}. \quad (76)$$

Если пренебречь деформацией основы тормозной колодки и фрикционной накладки, то силу реакции опоры со стороны тормозного диска можно определить, воспользовавшись законом Гука, из которого следует, что:

$$F_{TC}(x) = \frac{E_{cm} \cdot S_{uy}}{L_{cm}} x, \quad (77)$$

где E_{cm} – модуль Юнга для стали ($E_{cm} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$),

L_{cm} – толщина тормозного диска.

Выражение (77) действительно только в том случае, когда тормозные колодки находятся в контакте с диском. Для уменьшения износа фрикционной накладки, в обычном колесном тормозном механизме, предусмотрено автоматическое поддержание зазора, при отсутствии торможения. Величина данного зазора x_0 определяется упругой деформацией резинового кольца. В результате, зависимость $F_{TC}(x)$ приобретает нелинейный характер, и ее можно представить в виде кусочно-заданной функции, учитывая упругую деформацию резинового кольца в виде условной пружины с жесткостью K_p :

$$F_{TC}(x) = \begin{cases} \frac{E_{cm} \cdot S_{uy}}{L_{cm}} x, & \text{при } x \geq x_0; \\ K_p \cdot x, & \text{при } x < x_0 \end{cases} \quad (78)$$

Продифференцировав уравнения (76) и (77) получаем:

$$S_{uy} \frac{dp_3}{dt} = \frac{E_{cm} \cdot S_{uy}}{L_{cm}} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (78 \text{ а})$$

Уравнение баланса давлений для участка гидравлической цепи записывается в виде:

$$p_2 = p_3 + p_1, \quad (79)$$

где p_1 – потери давления в цилиндрическом трубопроводе.

Потери давления на длине трубопровода определяются по выражению:

$$p_1 = 27.5 \frac{\rho \nu l}{S_l^2} Q_{ax} + 0.443 \frac{k_\varepsilon \rho l}{\sqrt{S_l^3}} Q_{ax}^2, \quad (80)$$

где $k_\varepsilon = 0,022$ – коэффициент, учитывающий относительную шероховатость гидравлической магистрали; S_l – площадь сечения трубопровода; ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости; l – длина трубопровода.

В результате преобразований уравнений (72), (77) и (80) получаем систему дифференциальных уравнений, описывающих участок гидравлической цепи:

$$\begin{cases} \frac{dp_3}{dt} = \frac{Q_{ax}(t) \cdot F_{TC}(x) \cdot E_{mкс}}{F_{TC}(x) \cdot (V_0 + S_{шл} x(t)) + E_{mкс} \cdot S_{шл}^2}, \\ p_2(t) = p_3(t) + 27.5 \frac{\rho \nu l}{S_l^2} Q_{ax}(t) + 0.443 \frac{k_\varepsilon \rho l}{\sqrt{S_l^3}} Q_{ax}^2(t), \\ Q_{ax}(t) = \mu \cdot S_{п1}(z_1) \sqrt{\frac{2(p_1(t) - p_2(t))}{\rho}} - \mu \cdot S_{п2}(z_2) \sqrt{\frac{2p_2(t)}{\rho}}, \\ \frac{dx}{dt} = \frac{S_{шл}}{F_{TC}(x)} \frac{dp_3}{dt}, \\ F_{TC}(x) = \begin{cases} \frac{E_{cm} \cdot S_{шл}}{L_{cm}} x(t), & \text{при } x \geq x_0; \\ K_p \cdot x(t), & \text{при } x < x_0. \end{cases} \end{cases} \quad (81)$$

Для расчета тормозного момента T_k используется функция $F_{TC}(x)$ при $x > x_0$.

9.3. Особенности математического моделирования гидравлической цепи

Математическую модель гидропривода одного тормозного механизма, при моделировании на компьютере с целью получения динамических характеристик, можно представить в виде функциональной схемы (рис. 28), состоящей из трех блоков:

1. Объемный расход.
2. Давление в гидроцилиндре: Движение поршня.
3. Сила сопротивления.

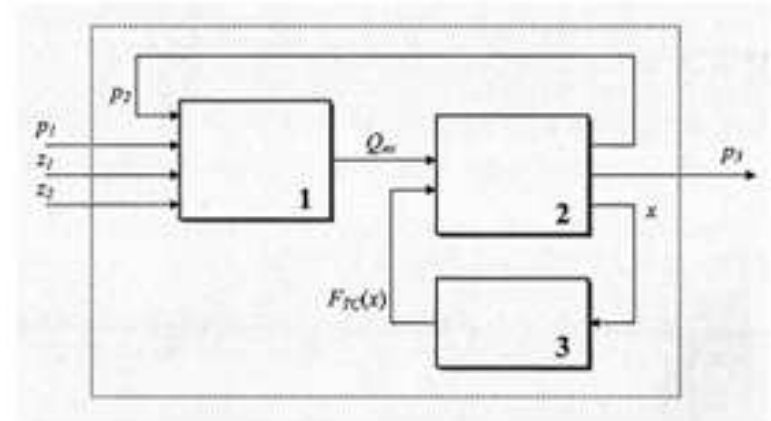


Рис. 28. Структурная схема математической модели «Гидравлический привод тормозного механизма»

Входными значениями блока 1 являются мгновенные значения давления на входе клапана p_1 (давление источника), давления на выходе впускного клапана p_2 , перемещения запорных элементов впускного z_1 и выпускного z_2 клапанов. В блоке 1 вычисляется мгновенное значение объемного расхода Q_{ax} , используя известные уравнения. В блоке 2, входами которого являются мгновенные значения Q_{ax} и силы реакции со стороны тормозного механизма $F_{TC}(x)$, вычисляются мгновенные значения давления на выходе впускного клапана p_2 , давления в исполнительном гидроцилиндре p_3 и перемещения x поршня исполнительного гидроци-

линдра по уравнениям (72), (78) и (79). В блоке 3 вычисляется мгновенное значение силы реакции $F_{TK}(x)$ по уравнению (77). Таким образом, модель «Гидравлический привод тормозного механизма» можно представить в виде отдельного функционального блока, имеющего в качестве входов мгновенные значения давления на входе впускного клапана или давления источника гидравлической энергии p_1 , и перемещения запорных элементов впускного z_1 и выпускного z_2 клапанов. Выход – мгновенное значение давления в исполнительном гидроцилиндре p_3 , используемое для расчета прижимной силы. Расчет системы уравнений (81), описывающих работу указанного функционального блока, с использованием численных методов, позволяет получить динамические характеристики гидропривода тормозного механизма. Однако инерционность гидравлического тормозного механизма зависит от динамических характеристик привода впускного и выпускного клапанов. Для их получения рассмотрим математическую модель электромагнитного клапана.

Для того, чтобы вычислить требуемое для повторения гидравлической тормозной системой заданной водителем величины давления, необходимо использовать полученную характеристику в регуляторе для формирования управляющего воздействия. Таким образом, чтобы произвести указанные вычисления необходимо определить величину требуемого объемного расхода Q_p , полученную на основании текущей ошибки регулирования. Из полученного графика видно, что характеристика имеет нелинейный характер, поэтому для ее линеаризации, с целью упрощения повышения скорости вычисления в процессе функционирования, необходимо рассмотреть характеристику $i_{en} = f(Q)$ при $\Delta P_{кл} = const$ (рис. 29).

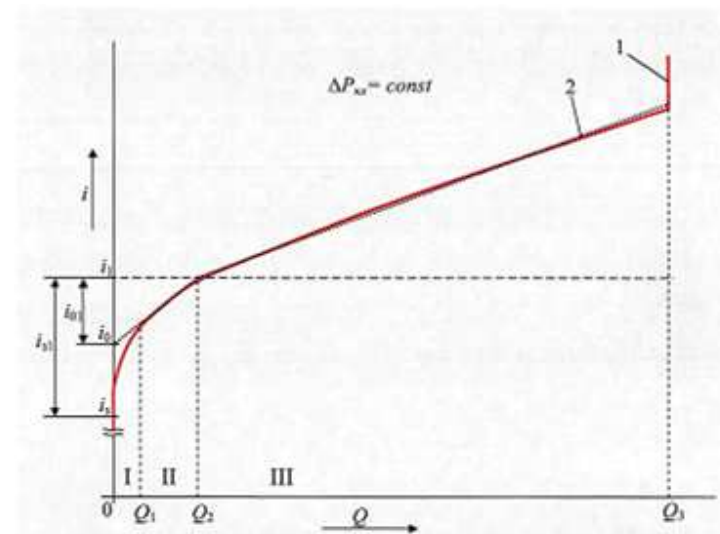


Рис. 29. Характеристика $i_{en} = f(Q)$ для впускного клапана

Полученный график можно разделить на три области, в которых может находиться рабочая точка: зона нечувствительности или область утечки ($0 < Q_p < Q_2$), область регулирования давления ($Q_1 < Q_p < Q_2$) область объемного потока ($Q_p > Q_2$). Первая область – зона утечки, возникающая в реальном клапане в случае неплотного контакта с седлом, когда имеется малый расход жидкости. Переход рабочей точки в данную область возможен при возникновении колебаний давления в гидросистеме, которые приводят к частым перемещениям запорного элемента около своего исходного положения, увеличивая ошибку регулирования. Поэтому при попадании рабочей точки в эту часть характеристики, требуется сохранять положение запора клапана не реагируя на эти возмущения, создавая так называемую зону нечувствительности. Вторая область – зона регулирования, давления используется в случае малых отклонений величины давления в тормозном механизме от величины, заданной водителем. Эта часть характеристики используется для регулирования давления в тормозном механизме, при плавном (обычном) торможении, а также при работе дополнительных систем, таких как АБС, ПБС, системы поддержа-

ния курсовой устойчивости. Зона объемного потока является рабочей при больших отклонениях действительного давления от заданной величины. В основном, эта часть характеристики является рабочей в момент начала торможения и при экстренном торможении, когда требуется значительный, по сравнению с плавным торможением, объем рабочей жидкости для перемещения поршня исполнительного гидроцилиндра и резкого увеличения давления в тормозных механизмах. Из представленной характеристики видно, что открытие клапана, и как следствие, изменение, расхода жидкости происходит в тот момент времени, когда ток обмотки достиг величины тока трогания якоря. Таким образом, чтобы уменьшить скорость срабатывания тормозной системы, требуется поддерживать уровень тока в обмотке в положении, когда результирующая сила, действующая на якорь электромагнита, равна нулю, но запорный элемент клапана находится в контакте с седлом. Если линеаризовать данную характеристику в пределах каждой области, то можно получить упрощенное математическое описание этой кривой в виде кусочно-заданной, функции (кривая 2 на рис. 29). Обозначим ординату точки перехода из области регулирования давления в область объемного расхода как i_1 , а точку пересечения полученной функции с осью, ординат – как i_0 . В тот момент, когда требуется уверенное закрытие клапана, например, в режиме растормаживания, значение тока обмотки должно быть $i_3 < i_0$.

Учитывая, что $i_{01} = i_1 - i_0$ и $i_{31} = i_1 - i_3$ функцию $i_{вп} = f(Q_p, \Delta P_{кл})$ можно записать:

$$i_{вп}(Q_p, \Delta P_{кл}) = \begin{cases} i_1(\Delta P_{кл}) - i_{31}, & Q_p < Q_1 \\ i_1(\Delta P_{кл}) + (Q_p - Q_2) \frac{i_{01}}{Q_2}, & Q_1 < Q_p < Q_2 \\ i_1(\Delta P_{кл}) + (Q_p - Q_2) \cdot k_{12}(\Delta P_{кл}), & Q_p > Q_2 \end{cases} \quad (82)$$

В формуле (82) величина i_{01} – дополнительный ток к величине, полученной из массива данных, характеризующий изменение объемного расхода в области регулирования давления (об-

ласть II). Данная величина для повышения точности может быть представлена как функция от $\Delta P_{кл}$.

Получение этой характеристики производится на основании экспериментальных исследований. В настоящей диссертации является постоянной величиной, полученной путем компьютерного моделирования. Величина i_{31} – такое значение тока, при котором можно предположить, что клапан является закрытым. Значение i_{31} может быть зависимой от перепада давлений на клапане $\Delta P_{кл}$. Эту зависимость также можно получить по результатам эксперимента. В настоящей системе величина i_{31} определяется на основании данных, полученных с помощью компьютерного моделирования, и принимается постоянной. Коэффициент $k_{12}(\Delta P_{кл})$ – коэффициент пропорциональности, связывающий изменение тока обмотки с величиной объемного расхода рабочей жидкости в области III характеристики (рис. 29). Значение Q_1 – величина расхода, которая подразумевает переход клапана из закрытого состояния (область I) в состояние регулирования давления (область II) и определяется экспериментально. На основании компьютерного моделирования принимается $Q_1 = 0,5 \text{ см}^3/\text{с}$. Значение Q_2 – величина расхода жидкости, при которой происходит смена режима работы клапана и рабочая точка перемещается из области II в область объемного расхода III. Данная величина может быть определена как произведение «коэффициента утечки» клапана ε , являющимся характеристикой отдельного клапана, и коэффициента пропорциональности $k_y(\Delta P_{кл})$, который является функцией перепада давления на клапане:

$$Q_2 = \varepsilon \cdot k_y(\Delta P_{кл}) \quad (83)$$

На основании компьютерного моделирования принимаем точку $Q_2 = 3 \text{ см}^3/\text{с}$, которая является постоянной величиной. Все вышеописанное относится к случаю, когда Q_p принимает положительные значения, что означает активацию впускного клапана для повышения давления в тормозном механизме. Режим уменьшения (стравливания) давления возникает в том случае, когда рассчитанное регулятором значение $Q_p < 0$. При этом требуется активация выпускного клапана. По аналогии с представленным выше уравнением для впускного клапана можно составить уравнение для выпускного клапана. Так как он

является нормально открытым, его характеристика $i_{всп} = f(Q_p, \Delta P_{вкл})$ (рис. 30) несколько отличается от $i_{от} = f(Q_p, \Delta P_{кл})$.

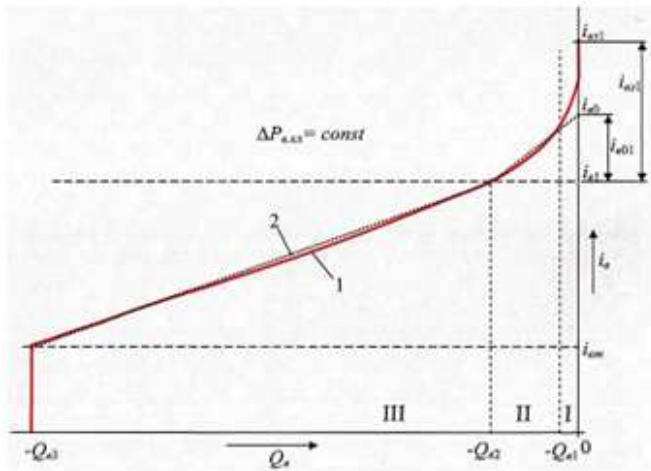


Рис. 30. Характеристика $i_g = f(Q_g)$ для выпускного клапана

Но линеаризованное уравнение составляется способом, подобным описанному выше для впускного клапана. Представленная характеристика также состоит из трех интервалов: область утечки I, область регулирования, давления II и область объемного расхода III. Согласно представленной кривой, при токе обмотки $i_g < i_{от}$ запорный элемент клапана находится в исходном состоянии и величина объемного расхода не изменяется. При повышении тока рабочая точка переходит в область III, в которой изменение расхода характеризуется коэффициентом пропорциональности $k_{от2}(\Delta P_{вкл})$. При превышении током обмотки значения $i_{от}$ рабочая точка оказывается в области II. При этом объемный расход жидкости зависит от «коэффициента утечки» $\varepsilon_в$ выпускного клапана и коэффициента пропорциональности $k_{от}(\Delta P_{вкл})$, аналогичную $k_y(\Delta P_{кл})$ для впускного:

$$Q_{от2} = \varepsilon_в \cdot k_{от}(\Delta P_{вкл}). \quad (84)$$

В случае, когда вычисленный регулятором расход жидкости $|Q| < Q_{от1}$, необходимо, чтобы клапан был закрытым. Обозначив аналогич-

ным образом табличное значение $i_{от1}(\Delta P_{вкл})$ как границу областей II и III характеристики, и с учетом $i_{от1} = i_{от} - i_{от1}$ и $i_{от31} = i_{от} - i_{от1}$ получаем уравнение:

$$i_{всп} = \begin{cases} i_{от1}(\Delta P_{вкл}) + i_{от31}, & |Q_p| < Q_{от1} \\ i_{от1}(\Delta P_{вкл}) - (Q_{от2} - |Q_p|) \frac{i_{от1}}{Q_{от2}}, & Q_{от1} < |Q_p| < Q_{от2} \\ i_{от1}(\Delta P_{вкл}) - (Q_{от2} - |Q_p|) \cdot k_{от2}(\Delta P_{вкл}), & Q_{от1} < |Q_p| < Q_{от2} \end{cases} \quad (85)$$

Исходя из представленных характеристик для впускного и выпускного клапанов (рис. 29, 30) можно сделать вывод о том, что токи i_1 и $i_{от1}$ зависят от перепада давлений между входами и выходами впускного и выпускного клапанов соответственно.

Также в результате математического моделирования на компьютере и анализа полученных характеристик было установлено, что $Q_{от1} = f(\Delta P_{вкл})$ и $Q_{от2} = f(\Delta P_{вкл})$. Эти характеристики также могут изменяться при изменяющихся параметрах системы. Для учета всех динамически изменяющихся факторов, адаптация системы управления, как реакция на изменяющиеся свойства и параметры объекта управления в процессе функционирования, будет производиться путем коррекции характеристик $i_1 = f(\Delta P_{кл})$ и $i_{от1} = f(\Delta P_{вкл})$ впускного и выпускного клапанов соответственно. Аппаратно данные характеристики могут быть реализованы как массивы данных или таблицы, расположенные в оперативной памяти электронного блока управления. Причем для каждого пропорционально управляемого клапана будет использоваться отдельный массив данных.

9.4. Обеспечение отказоустойчивости

Для диагностирования работоспособности устройства управления тормозной системой необходимо включить в цепь дополнительный микроконтроллер. Его предназначение состоит в анализе работоспособности тормозной системы в процессе ее функционирования и, в случае возникновения ошибок, изменять структуру системы управления. Для этого необходимо составить алгоритм поиска неисправностей в системе. Так неисправности могут быть определены как средствами интеллектуальной самодиагностики уст-

ройств, так и с помощью оценки состояния системы и ее параметров путем сравнения с эталонной моделью. Первый способ назовем определением неисправностей по первичным признакам, а второй – по вторичным признакам. Адаптивный алгоритм функционирования гидравлической тормозной системы должен обеспечить максимальное использование возможностей системы, даже в случае выхода из строя одного или нескольких компонентов.

Проявления различных неисправностей модулирования давления индивидуально, в каждом тормозном механизме могут быть установлены и изолированы способом, описанным выше. Остается только, в зависимости от неисправности, выбрать подходящий вариант управления тормозной системой при следующем торможении. Этот способ должен гарантировать максимальную возможность использования гидравлики, сопровождаемую максимальной надежностью эксплуатационных показателей, при отсутствии которых появляется необходимость переходить к режиму обычного гидравлического торможения. В дополнение к переключению системы в режим резервирования, с выключением электронного регулирования величины давления в тормозных механизмах передней и задней оси, можно предложить различные возможные варианты управления.

Создание эффективных тормозных систем, управляемых электроникой, позволяет значительно повысить безопасность дорожного движения. По экспертным оценкам обязательность установки антиблокировочных тормозных систем, а также элементов пассивной безопасности: ремней и подушек безопасности на автотранспортные средства обеспечит снижение тяжести последствий и экономического ущерба от ДТП на 20 процентов. Среди современных тормозных систем специалисты особо выделяют электронную систему стабилизации тормозов ESP. Она распознает характерные для заноса автомобиля траектории его движения, и, в случае необходимости, соответственно уменьшает мощность двигателя, а также притормаживает отдельные колеса, стабилизируя, таким образом, направление движения автомобиля. Эта функция крайне важна, поскольку, согласно исследованию центрального объединения немецких страховых компаний (GDV), именно заносы автомобиля становятся причиной 25% всех дорожно-транспортных про-

исшествий, в результате которых пострадали люди и 60% аварий имели смертельный исход. Многие исследования также подтвердили эффективность ESP. Так, например, компания Toyota, проанализировала около одного миллиона дорожно-транспортных происшествий с человеческими жертвами и пришла к выводу, что серийная установка ESP вполнину уменьшит число серьезных аварий.

Анализ мирового опыта в использовании электронных тормозных систем показал, что создание тормозной системы, позволяющей обеспечить минимальный тормозной путь, и хорошую управляемость при экстренном торможении автомобиля на любых типах покрытий, является актуальным. Преимуществом таких систем является более высокая скорость срабатывания тормозов и обеспечение управляемости автомобиля в экстренных ситуациях на любых типах покрытия.

10. КОНСТРУКТОРСКАЯ РАЗРАБОТКА СГТЦ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА ВАЗ

На основании результатов анализа работы тормозного гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром в статике, динамике и приведенных зависимостей его параметров, представляется возможным выбрать основные параметры ступенчатого поршня и клапана срабатывания для работы их в конкретном тормозном гидроприводе. Для этого в данной диссертации проведена работа:

- экспериментально снята статическая характеристика привода (зависимость давления в приводе p_x от перемещения педали тормоза z , выделены и количественно определены границы участков кривой $p_x = f(z)$ с наименьшей и наибольшей их крутизной для выбора рабочей зоны клапана срабатывания,

- определены параметры привода: коэффициент передачи привода педали i_n и усилия на педали Q_n при давлении, соответствующем юзу колес на дороге с коэффициентом сцепления 0,8,

- с учетом нормативного запаса рабочего хода педали тормоза и из условий эргономики и стандартов на тормозные системы по вышеприведенным зависимостям определены коэффици-

ент усилия ступенчатого поршня главного тормозного цилиндра i_T , а также коэффициент усиления клапана срабатывания i_K из условия сохранения высокой эффективности и следящих свойств тормозного гидропривода в переходной зоне работы ($p_x^0 < p_x < p_x^1$) и пределы изменения передаточного отношения (i_m) гидропривода в целом,

– по статической характеристике тормозного гидропривода выбрана величина давления, при которой должен начинать открываться клапан срабатывания p_x^0 и с учетом геометрических данных и аналитических зависимостей определена статическая характеристика тормозного гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром (тормозного гидропривода с ППО).

На основании данной методики выбора основных параметров элементов тормозного гидропривода со ступенчатым главным тормозным цилиндром, проведенных экспериментальных проверок аналитических зависимостей, расчетных данных и характеристик тормозного гидропривода, разработаны принципиальная схема и эскизный проект СГТЦ с целью использования его при конструкторской разработке экспериментальных образцов СГТЦ применительно к гидроприводу тормозной системы автомобилей семейства ВАЗ.

Таким образом, на основании анализа работы СГТЦ в статике, динамике и приведенных зависимостей, можно определить и выбрать его параметры по статической и динамической характеристике применительно к тормозному гидроприводу автомобилей ВАЗ.

Зная геометрические параметры привода педали, коэффициенты усиления вакуумного (i_v) усилителя, а также предельно необходимое давление p_x для экстренного торможения автомобиля без юза, была построена графическая зависимость $p_x = f(Q_n)$ и определены коэффициенты усиления клапана срабатывания i_K и ступенчатого поршня i_T .

При разработке конструкции СГТЦ для автомобилей ВАЗ расчетные параметры предусматривали его работу в тормозной системе автомобиля без вакуумного усилителя и, кроме того, учитывался следующий фактор:

– коэффициент усиления ступенчатого поршня ГТЦ должен быть принят приблизительно равным коэффициенту усилению вакуумных усилителей для возможного осуществления полноценной их замены без существенного снижения эффективности работы тормозной системы автомобиля.

В результате конструкторских разработок была составлена краткая техническая характеристика ступенчатого тормозного цилиндра:

1. Коэффициент усиления ступенчатого поршня $i_T = 1,7$.
2. Диаметры ступенчатого поршня: $D = 26$ мм; $d_n = 20$ мм; $d_m = 20$ мм.
3. Коэффициент усиления клапана срабатывания $i_K = 1,4$.
4. Диаметры ступенчатого плунжера клапана срабатывания: $d_u = 8$ мм; $d_{cu} = 6,7$ мм.
5. Давление начала открытия клапана срабатывания $p_x^0 = 20$ кг/см².
6. Давление полного открытия клапана срабатывания $p_x'' = 80$ кг/см².
7. Максимальный ход ступенчатого поршня: $x = 42$ мм.
8. Объем вытесняемой в систему жидкости при неработающем клапане срабатывания: $V_0 = 28,94$ см³, при работающем: $V_p = 21,71$ см³.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании результатов исследований был разработан тормозной гидропривод с ППО со ступенчатым главным тормозным цилиндром.

В процессе разработки данного СГТЦ, была проделана следующая работа:

1. Рассмотрена структура тормозного управления, с целью выявить из каких элементов она состоит и какую функцию выполняет каждый элемент в структуре.

2. Проведена классификация тормозных гидроприводов и сделан анализ существующих тормозных систем.

Данная классификация показывает, какие тормозные гидроприводы относятся к гидроприводам без постоянного источника энергии, а какие используют дополнительную энергию (двигателя).

Из анализа гидравлических тормозных систем, выявлены существующие их схемы с различными гидроприводами и рассмотрены их преимущества и недостатки.

3. Рассмотрены требования, предъявляемые к гидравлическим тормозным системам, это требования по эргономике, надежности и безопасности, а также требования, предъявляемые к тормозным жидкостям.

4. Проведена для различных типов автомобилей (ГАЗ-3110, М-2141, ВАЗ-2110) оптимизация рабочих тормозных цилиндров с целью построения их выходных характеристик, по которым определились параметры энергозатрат.

5. Проанализированы возможные варианты конструкций тормозных гидроприводов с ППО и разработана расчетная схема гидропривода со СГТЦ.

В результате рассмотрения возможных вариантов конструкций гидропривода с ППО было выявлено, что наиболее лучшими показателями обладает схема со СГТЦ. Это и послужило, в

качестве расчетной, разработать схему такого гидропривода со СГТЦ.

6. Выбраны элементы схемы СГТЦ, т.е. клапан срабатывания (КС) и ступенчатый поршень (СП).

7. Проведен статический расчет спроектированного гидропривода, определены необходимые параметры системы и построена статическая характеристика привода $p_x = f(Q)$, которая показывает работу СГТЦ с различными КС.

8. Рассчитана динамика СГТЦ и (КС). Построены их динамические характеристики, по которым можно определить быстродействие системы, т.е. время переходного процесса.

Проведя анализ получившихся статических характеристик, можно сделать вывод: тормозной гидропривод со СГТЦ удовлетворяет соответствующим требованиям /4/ и может быть вполне использован в тормозных системах автомобилей, а также он достигает более высоких значений давления по сравнению с гидроприводом вакуумного усилителя при тех же конструктивных параметрах.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Гуревич Л.В., Меламуд Р.А.* Тормозное управление автомобиля. М.: Транспорт, 1978. 152 с.
2. *Глазунов В.И.* Автомобили: параметры, конструкция, устройство: Учебник. Бишкек: КРСУ, 2010. 279 с.
3. *Дручинин А.К.* Тормозной гидропривод с переменным передаточным отношением мобильных машин. Фрунзе: Илим, 1988. 120 с.
4. Рекомендации СЭВ / Машины напольного транспорта / Технические требования к тормозным системам. Группа Г86, РС 2630–70.
5. *Дручинин А.К., Лаптев Л.Е.* О работе тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением при различной интенсивности приложения нагрузки к педали // Тр. ФПИ. Фрунзе, 1975. Вып. 85. С. 112 – 117.
6. *Сидоров О.А.* Физиологические факторы человека, определяющие компоновку поста управления машиной. М.: Оборонгиз, 1962. 57 с.
7. *Жуков А.И.* Исследование гидросилового тормозного привода автомобилей 05.05.03. М., 1982.
8. *Бухарин Н.А.* Тормозные системы автомобилей. М.: Автотрансиздат, 1950. 610 с.
9. *Крузе И.Л.* Торможение автомобиля. М.: Автотрансиздат, 1956., 323 с.
10. *Дручинин А.К.* Статика и динамика тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением // Материалы РНТК. Фрунзе: ФПИ, 1979. С. 32 – 38.
11. Автомобиль. Эксплуатация и ремонт. Энциклопедический словарь-справочник. М.: Советская энциклопедия, 1978. 488 с.
12. *Хальфан Ю.А.* Тормозные качества автомобиля. М.: Транспорт, 1965. 112 с.

13. *Лаптев Л.Е.* Исследование возможности применения гидроприводов с переменным передаточным отношением в тормозных системах автомобилей. Минск, 1978. 18 с.
14. *Дручинин А.К.* Исследование динамики и обоснование параметров преобразователей давления гидравлического тормозного привода автомобилей. Минск, 1981. 20 с.
15. *Метлюк Н.Ф., Автушко В.П.* Динамика пневмогидравлических систем управления автомобиля. Минск, 1977. 68 с.
16. *Башта Т.М.* Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.
17. *Муслимов А.П.* Расчет и конструирование гидравлических систем станков. Фрунзе: ФПИ, 1980. 31 с.
18. Исследование торможения автомобиля и работы автомобильных шин. Новосибирск, 1977. 135 с.
19. Автомобиль: Основы конструкции / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов и др. М.: Машиностроение, 1986. 304 с.
20. *Клинковштейн Г.И.* Влияние основных эксплуатационных факторов на торможение автомобиля. М.: Автотрансиздат 1960. 27 с.
21. *Беленький Ю.Б. и др.* Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М.: Машиностроение, 1965. 37 с.
22. *Овчинников Ю.В.* Расчет рулевых управлений, тормозных систем и подвески автомобиля. Саратов, 1977. 75 с.
23. *Вишняков Н.Н.* Как работают следящие приводы автомобилей. М.: Транспорт, 1971. 104 с.
24. *Гаспарянц Г.А.* Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. М.: Машиностроение, 1978. 321 с.
25. *Бухарин Н.А., Прозорнов В.С., Щукин М.М.* Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы. Ленинград: Машиностроение, 1973. 405 с.
26. *Клюев А.С.* Автоматическое регулирование. М.: Энергия, 1973. 392 с.
27. Динамика гидропривода / Под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1972. 53 с.
28. Применение ЭВМ при расчете и конструкции автомобиля / А.И. Гиршкевич, Л.А. Молибашко. Минск: Высш. шк., 1978. 32 с.

29. *Косолапов Г.М., Хитин В.А.* О выборе передаточного отношения тормозной системы автомобиля. Волгоград: ВПИ, 1972. 175 с.

30. *Беляев Н.М.* и др. Пневмогидравлические системы. Расчет и проектирование. М.: Высш. шк., 1988. 207 с.

31. *Успенский И.Н.* Проектирование тормозов. Горький, 1977. 97 с.

32. *Мищенко А.Ф., Разанов В.Г.* Тормозные системы автотранспортных средств. М.: Транспорт, 1972. 195 с.

33. *Юдин А.П.* Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. М.: Машиностроение. 1965. 327 с.

Составители:

*Аннас Поясович Муслимов,
Дмитрий Владимирович Глазунов*

РАЗРАБОТКА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ
АВТОМАТИЧЕСКОЙ
СИСТЕМЫ ТОРМОЗНЫХ
УСТРОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

Монография

Редактор *А.И. Дегтярева*
Компьютерная верстка – *Д.В. Шевченко*

Подписано в печать 25.06.2013. Формат 60x84¹/₁₆
Офсетная печать. Объем 6,25 п.л.
Тираж 150 экз. Заказ 228.

Отпечатано в типографии КРСУ
720048, Бишкек, ул. Горького, 2

