



Л.А. Черепанов

**АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
АВТОМОБИЛЯ**

Учебное пособие

Часть 2

Тольятти
ТГУ
2011

Министерство образования и науки Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Автомеханический институт
Кафедра «Автомобили и тракторы»

Л.А. Черепанов

АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

В двух частях

Часть 2

2-е издание, исправленное и дополненное

Рекомендовано Государственным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки высшего профессионального образования «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы» по специальности 190201 «Автомобиле-и тракторостроение»

Тольятти
ТГУ
2011

УДК 629.113.52

ББК 39.37

Ч46

Рецензент:

к.т.н., доцент Тольяттинского государственного университета

И.В. Ерёмкина.

Ч46 Черепанов, Л.А. Автоматические системы автомобиля : учеб. пособие : в 2 ч. / Л.А. Черепанов. – 2-е изд., испр. и доп. – Тольятти : ТГУ, 2011. – Ч. 2. – 192 с. : обл.

В учебном пособии рассмотрены требования, предъявляемые к автоматическим системам, применяемым в автомобилях, законы регулирования, а также схемы и принципы их работы.

Предназначено для студентов специальности 190201 «Автомобиле- и тракторостроение».

УДК 629.113.52

ББК 39.37

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский
государственный университет», 2011

ВВЕДЕНИЕ

Автоматическое регулирование различных механизмов автомобиля облегчает труд водителя и ведет к достижению оптимальных режимов работы агрегатов.

Внедрение автоматических систем началось с появлением первых автомобилей: в конце XIX века в карбюраторах у автомобилей Бенца и Даймлера, затем появились электрические системы зажигания Боша.

В двадцатых годах прошлого столетия активно применялись различные сервоприводы в тормозных системах автомобилей.

В тридцатых годах отмечался повышенный интерес к применению автоматических центробежных систем, затем гидромеханических передач в трансмиссии автомобилей.

Для сороковых годов характерен повышенный спрос на гидросилители рулевого управления и усилители в тормозных системах.

В пятидесятых-шестидесятых годах появились первые антиблокировочные системы (АБС) в тормозных системах автомобилей, активные подвески и бесступенчатые передачи, например клиноременные вариаторы.

Для семидесятых годов прошлого столетия характерен повышенный интерес к внедрению электроники, микропроцессорной техники для управления различными процессами, появились гибридные приводы в комбинации из двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигателя.

В восьмидесятых годах внедряются регулируемые амортизаторы в подвесках автомобилей.

С девяностых годов по настоящее время разрабатываются и применяются противобуксовочные системы (ПБС), системы стабилизации вертикальной оси автомобилей.

Таким образом, применяя автоматические системы, можно увеличить среднюю скорость движения автомобилей, сократить расход топлива, улучшить их управляемость, устойчивость, проходимость, плавность хода и тормозные качества.

Ученые различных стран ведут работы по решению транспортных проблем путем создания систем автоматического вождения автомобилей. Например, известен вариант, когда в полотно доро-

ги уложены кабели, по которым пропущен ток высокой частоты. Магнитное поле, возникающее вокруг кабеля, воспринимается индукционными катушками системы управления автомобилем. При отклонении продольной оси автомобиля от линии кабеля катушки подают сигнал рулевому управлению, удерживающему автомобиль на заданной траектории движения.

В США испытана дорога, по которой цепочка автомобилей, установленных на расстоянии нескольких сантиметров друг от друга, проезжали участок с высокой скоростью. Расстояние между автомобилями измерялось датчиками, в зависимости от их сигналов, автоматические системы либо включали в работу тормоза, либо увеличивали подачу топлива в двигатель.

С целью повышения безопасности движения в настоящее время некоторые автомобили оборудованы автоматическими системами, регулирующими скорость в зависимости от изменяющейся ситуации, вплоть до остановки при экстренном торможении. В качестве стандартного оборудования применяются датчики дождя, системы поддержания постоянной скорости движения автомобиля и другие системы.

Однако основными объектами регулирования на автомобиле являются трансмиссия, рулевое управление, подвеска и тормозные системы. Изучение законов регулирования именно этих объектов, а также принципов их работы составляет содержание настоящего пособия. Двигатель автомобиля является важным объектом автоматизации, но он относится к другой специальности и в данном пособии не рассматривается.

Пособие составлено в соответствии с учебной программой по дисциплине «Автоматические системы автомобиля и трактора» и предназначено для изучения студентами специальности 190201 «Автомобиле- и тракторостроение» конструктивных особенностей и принципа действия автоматических систем, применяемых на автомобилях в настоящее время.

Пособие представляет законы регулирования различных автоматических систем, которые иллюстрируются конкретными конструктивными примерами. Это облегчает восприятие и устанавливает логическую связь между теорией и физическими процессами, происходящими в регуляторах.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЯ

В общем случае автоматическая система (АС) состоит из объекта регулирования и автоматического регулятора. Для функционирования системы автоматического регулирования (САР) необходимо питать ее энергией, производимой основным двигателем автомобиля. От формы, в которой она подводится, зависят конструктивные особенности, характер взаимосвязи отдельных частей и элементов САР. С этой точки зрения САР разделяют на электрические, вакуумные, пневматические, гидравлические и комбинированные.

Электрическая САР на автомобилях в настоящее время находит ограниченное применение вследствие того, что исполнительные электрические механизмы громоздки, имеют значительный вес, требуют применения дефицитной электротехнической меди, затрудняют обеспечение плавности их срабатывания и т. д. Электрические средства автоматики находят применение в комбинированных САР в качестве командных устройств и их элементов.

Вакуумная САР имеет единственное преимущество перед другими — не имеет особого узла питания, т. к. отбор вакуума производят от впускного коллектора двигателя. Существенный ее недостаток в том, что величина реализованного избыточного давления не превышает 0,05–0,06 МПа, вследствие этого исполнительные механизмы получаются громоздкими.

Пневматические САР проектируются на рабочее давление 0,5–0,8 МПа, при котором все элементы оказываются достаточно компактными. Потребность в специальном узле питания системы сжатым воздухом делает очевидным целесообразность применения таких АС на автомобилях, оборудованных пневматическими тормозными системами.

Гидравлические САР получили в настоящее время наибольшее распространение благодаря ряду преимуществ:

- быстрой и четкости срабатывания, а также простоте достижения необходимого темпа срабатывания вследствие несжимаемости жидкости;
- малому весу и габаритам элементов автоматики из-за значительных давлений (5–8 МПа);

- простоте, малым габаритам и надежности насосов, применяемых для создания высоких давлений.

Рабочая жидкость должна обладать:

- хорошими смазывающими и антикоррозийными свойствами;
- минимальной зависимостью вязкости от температуры (от -50° до $+50^{\circ}$);
- неагрессивностью к резиновым деталям уплотнительных устройств.

Этим требованиям отвечают минеральные масла.

Комбинированные САР – электровакуумные, электропневматические, электрогидравлические – нашли широкое применение (вакуумные, пневматические и гидравлические – в качестве исполнительных элементов).

2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЕМ

2.1. Задачи автоматического управления сцеплением

По литературным источникам известно, что в больших городах на каждые 100 км пути водителям приходится делать от 400 до 3000 выключений сцепления. Желание облегчить работу водителя привело к распространению сцеплений с автоматическим управлением, при котором педали сцепления на автомобиле нет, а управление им осуществляется только педалью тормоза и педалью «газа». Применение автоматических сцеплений позволяет:

- упростить и облегчить управление автомобилем;
- уменьшить утомляемость водителя;
- повысить безопасность движения;
- повысить комфортабельность автомобиля (нет педали сцепления, т. е. увеличивается пространство салона);

Вместе с тем следует отметить, что применение автоматических сцеплений усложняет конструкцию автомобиля и повышает его стоимость.

Системы автоматического управления сцеплением должны выполнять следующие функции:

- 1) включать сцепление при трогании автомобиля с места, обеспечивая определенный темп включения;
- 2) выключать сцепление при понижении скорости автомобиля перед его остановкой, предотвращая остановку двигателя;
- 3) выключать сцепление перед переключением передач и включать его после завершения процесса переключения.

Сигналом выключения сцепления перед переключением передач в современных системах служит прикосновение водителя к рычагу переключения передач, на ручке которого или на тяге, соединяющей рычаг с органом управления – коробкой передач, установлен электрический контакт, управляющий приборами выключения сцепления. Системы автоматического управления сцеплением относят к так называемым системам одноразовых и многократных операций: при подаче того или иного сигнала такие системы выполняют то или иное действие. Наиболее сложной задачей управления

является обеспечение необходимого темпа включения сцепления, который должен быть различным при трогании автомобиля с места и при переключении передач. Необходимый темп включения обеспечивается при помощи автоматического изменения момента трения сцепления по определенному закону в зависимости от того или иного параметра, то есть это системы программного регулирования. Системы регулирования момента трения сцепления работают не большой период времени, определяемый действием инерционных моментов и выравниванием частоты вращения ведущего и ведомого элементов сцепления, поэтому исследования устойчивости таких систем не требуется, исследуется только переходный процесс.

В зависимости от вида энергии, используемой при управлении сцеплением, различают системы гидравлического, электрического, вакуумного, пневматического управления.

2.2. Сцепление как объект автоматического управления

Автоматизация управления обычным сцеплением затруднительна, поэтому широкое применение нашли другие типы сцеплений. По способу создания нажимного усилия сцепления бывают обычные и пружинные нормально замкнутого типа, нормально разомкнутые, центробежные, электромагнитные, комбинированные.

Перед тем как рассматривать принципы регулирования момента трения сцепления – по времени, углу открытия дроссельной заслонки карбюратора и частоте вращения коленчатого вала двигателя (каждый из этих законов осуществляется различными автоматическими устройствами с разными принципами действия), остановимся на механической системе *двигатель – сцепление – инерционная масса автомобиля* (рис. 2.1).

На основании принципа Даламбера дифференциальное уравнение ведущего элемента системы имеет вид

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_\tau, \quad (2.1)$$

где J_1 – момент инерции вращающихся масс и движущихся масс двигателя; ω_1 – угловая скорость двигателя; M_τ – момент трения сцепления; $M_{1_}$ – крутящий момент двигателя.

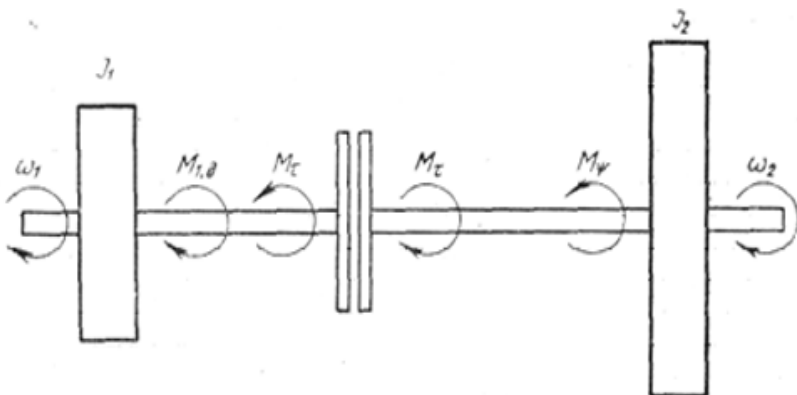


Рис. 2.1. Эквивалентная схема сцепления транспортной машины

Дифференциальное уравнение ведомого элемента имеет вид

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_T - M_\psi, \quad (2.2)$$

где M_ψ – момент сопротивления дороги, вызванный силой сопротивления и приведенный к ведомому элементу (сила P_w не учитывается, т. к. она мала при трогании с места); J_2 – момент инерции маховика, кинетическая энергия которого равна кинетической энергии движущейся массы автомобиля.

Эти уравнения дают всю информацию о процессе трогания автомобиля с места.

Сцепление автомобиля предназначено для регулирования момента, передаваемого от двигателя к коробке перемены передач.

Для установления требований к системам автоматического управления – САУ-сцеплениям – рассмотрим, какие действия совершает водитель, управляя неавтоматическим сцеплением.

Перед началом движения автомобиля водитель должен включить передачу в коробке передач. При работающем двигателе для этого необходимо предварительно полностью выключить сцепление. Далее для трогания с места водитель должен одновременно нажимать на педаль подачи топлива и постепенно отпускать педаль управления сцеплением.

При правильно согласованном воздействии на эти педали одновременно будет возрастать как частота вращения $\omega_k (n_k)$ коленчатого вала, так и момент M_c , передаваемый сцеплением. После того

как M_c превысит момент M_{ψ} сопротивления движения (приведенный к коленчатому валу двигателя), автомобиль тронется с места. По мере увеличения момента M_c будет возрастать частота вращения ω_c ведомого элемента сцепления и, соответственно, увеличивает скорость движения автомобиля.

Когда в процессе разгона автомобиля водитель полностью отпускает педаль сцепления, момент M_c увеличивается до M_{cmax} , который превышает крутящий момент M_{max} двигателя. В результате сцепление блокируется, т. е. частота вращения $\omega_c(n_c)$ и ω_k становится одинаковой (тогда передается через сцепление момент двигателя).

То есть в процессе трогания автомобиля с места и последующего его разгона по мере увеличения частоты вращения ω_k коленчатого вала момент M_c , передаваемый сцеплением, постепенно возрастает от нуля до максимального значения.

Характер изменения $M_c = f(\omega_k)$ определяется темпом нажатия водителем на педаль управления сцеплением.

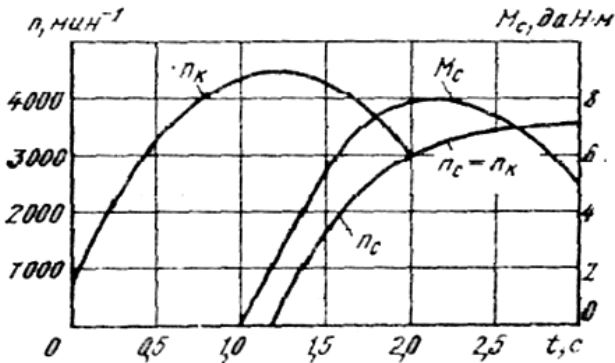


Рис. 2.2. Изменение M_c , n_k и n_c при разгоне автомобиля с неавтоматическим управляемым сцеплением (отпускание педали управления сцеплением медленное)

Если водитель быстро нажимает на педаль подачи топлива и медленно отпускает педаль сцепления (рис. 2.2), то это обуславливает интенсивное возрастание ω_k при незначительном увеличении ω_c . Последующее отпускание педали сцепления приводит к увеличению M_c , что, в свою очередь, приводит к возрастанию нагрузки

на двигатель. В результате интенсивность увеличения частоты вращения ω_k снижается и даже возможно замедление, если при неравенстве ω_k и ω_c момент M_c становится больше момента двигателя.

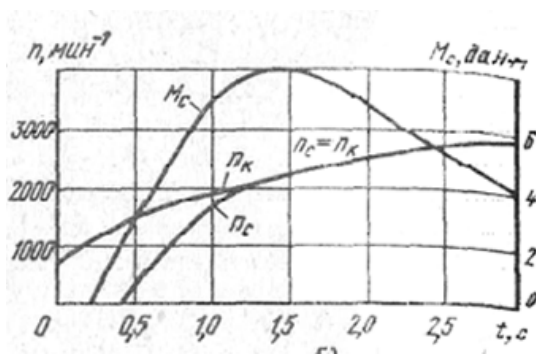


Рис. 2.3. Изменение M_c , n и n_c при разгоне автомобиля с неавтоматическим управляемым сцеплением (отпускание педали управления сцеплением быстрое)

С увеличением M_c возрастает ω_c и, следовательно, уменьшается разность $\omega_k - \omega_c$. Начальная стадия разгона автомобиля заканчивается, когда эта разность равна нулю, т. е. прекращается пробуксовывание сцепления и оно блокируется.

Вследствие быстрого возрастания M_c , (рис. 2.3) создающего значительную нагрузку двигателю, частота вращения ω_k будет увеличиваться менее интенсивно, а увеличение частоты вращения ведомого элемента сцепления начнется почти сразу же после начала отпускания водителем педали управления сцеплением. То есть время пробуксовывания сцепления уменьшается.

Анализ зависимостей

При медленном отпускании водителем педали сцепления вследствие быстрого повышения ω_c еще в начальной стадии процесса двигатель работает в зоне высоких частот вращения, чему соответствует **высокий крутящий момент**, но наряду с этим увеличивается работа буксования сцепления, т. е. его долговечность уменьшается.

При быстром отпускании водителем педали сцепления, вследствие медленного увеличения частоты вращения коленчатого вала двигатель в начальной стадии процесса трогания развивает относительно небольшой крутящий момент, что отрицательно сказывается

на динамических характеристиках автомобиля. Работа буксования небольшая, т. е. температурный режим сцепления благоприятный и износ фрикционных элементов минимален.

Из анализа следует:

- 1) M_c увеличивается с повышением ω_c ;
- 2) при создании САУ сцеплением зависимость $M_c = f(\omega_c)$ приходится выбирать исходя из компромиссных требований обеспечения высоких динамических качеств автомобиля и минимальной работы буксования сцепления.

При неавтоматическом управлении сцеплением водитель согласовывает темпы нажатия педали подачи топлива и отпускания педали сцепления. Делает он это, оценивая плавность трогания автомобиля с места, темп его разгона, которые зависят от момента M_c . То есть через ощущения водителя передается обратная связь, оценивающая величину M_c .

Очевидно, что в автоматизированном управлении должна быть обратная связь, оценивающая M_c . Такая связь есть, обычно это давление воздуха (жидкости) в исполнительном приводе сцепления или положение какого-либо из элементов этого привода.

Перейдем к рассмотрению законов изменения момента трения сцепления, используемых при трогании автомобиля с места.

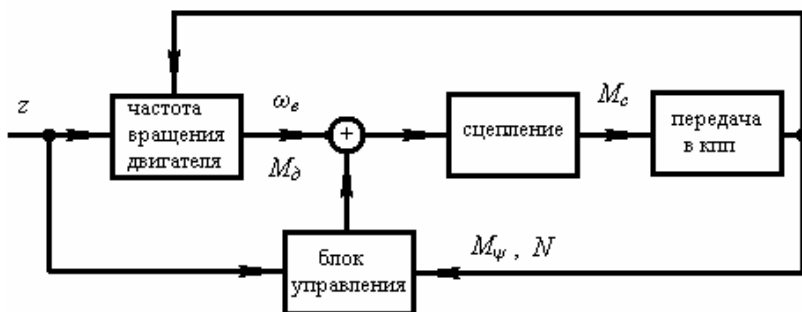


Рис. 2.4. Функциональная схема автомобиля с автоматическим сцеплением

Функциональная схема автомобиля с автоматическим приводом показана на рис. 2.4. Блок управления включен в обратную связь

сцепления и регулирует момент трения M_c в зависимости от частоты вращения ω_e двигателя, угла открытия дроссельной заслонки α (положения педали подачи топлива z), номера передачи N коробки передач автомобиля и момента сопротивления движению M_{ψ} .

2.3. Законы регулирования момента трения сцепления

2.3.1. Закон изменения момента трения сцепления в зависимости от времени

На рис. 2.5 представлен закон изменения момента трения сцепления — M_c — во времени t , имеющий корректировку по углу z открытия дроссельной заслонки карбюратора (степени подачи топлива в двигатель).

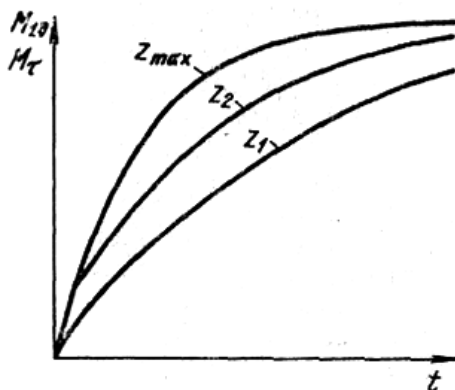


Рис. 2.5. Закон изменения момента трения сцепления в зависимости от времени

Чем больше угол z , тем быстрее во времени нарастает момент трения в сцеплении. Однако такой закон не позволяет обеспечить оптимальный темп включения сцепления как для интенсивного трогания с места автомобиля на горизонтальной дороге, так и на крутом подъеме, в результате чего возможны рывок автомобиля или продолжительное буксование сцепления. Такой закон не устраняет остановку двигателя на крутом подъеме, когда водитель с запозданием отпускает ручной тормоз или недостаточно открывает дроссельную заслонку и, наконец, не обеспечивает движение ав-

томобилia с малой скоростью за счет пробуксовывания сцепления. Речь идет о возможности движения автомобиля с так называемыми «ползучими» скоростями. «Ползучими» называются скорости, меньшие минимально устойчивой на низшей передаче. Необходимость движения с такими скоростями возникает, например, при движении автомобиля в колонне пешеходов или при маневрировании в гараже. В этих случаях водитель автомобиля с неавтоматическим сцеплением осуществляет движение автомобиля с буксующим сцеплением. При управлении сцеплением автоматической системой, работающей по рассматриваемому закону, водитель будет осуществлять движение с минимально открытой дроссельной заслонкой, однако и в этом случае через определенный промежуток времени сцепление полностью включится и движение с буксующим сцеплением будет невозможным. Поэтому указанный принцип регулирования не получил широкого распространения, а используется только при включении сцепления после переключения передач.

2.3.2. Регулирование момента M_{τ} по углу z открытия дроссельной заслонки карбюратора (степень подачи топлива в двигатель)

На рис. 2.6 каждому углу открытия дроссельной заслонки соответствует определенный момент M_{ρ} . Для осуществления такого закона изменения M_{τ} рычаг дроссельной заслонки карбюратора через вакуумный серводвигатель можно соединить с рычагом выключения обычного пружинного сцепления. При угле z устанавливается момент M'_{τ} . Под действием крутящего момента M_{ρ} двигатель разгоняется до частоты вращения двигателя n'_1 .

Если M'_{τ} больше M_{ν} , то процесс буксования сцепления заканчивается, когда ведомый элемент сцепления под действием момента M_{τ} разгоняется до такой же скорости вращения. Независимо от сопротивления движению двигатель не заглохнет. При угле z_2 в процессе буксования сцепления двигатель работает с частотой вращения n''_2 , при этом через буксующее сцепление передается большой крутящий момент M''_{τ} .

Таким образом, водитель, управляя дроссельной заслонкой, имеет возможность регулировать силу тяги на ведущих колесах и, следовательно, интенсивность трогания автомобиля с места. Одна-

ко при таком законе регулирования выжимной подшипник непрерывно работает при движении и создает осевую нагрузку на подшипники коленчатого вала.

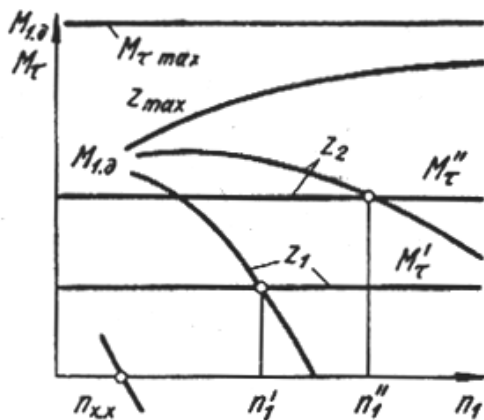


Рис. 2.6. Закон изменения момента трения сцепления в зависимости от угла открытия дроссельной заслонки

2.3.3. Закон изменения момента трения сцепления в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя

Нагрузочная характеристика двигателя с буксующим сцеплением, представляющая закон, показана на рис. 2.7: $M_{\tau} = f(n_1)$. Здесь уже кривые изменения крутящего момента двигателя для различных моментов открытия дроссельной заслонки z используются с кривой изменения момента трения сцепления.

Остановимся на процессе трогания автомобиля с места подробнее. При остановленном автомобиле двигатель работает на оборотах холостого хода n_{xx} . Сцепление выключено. При мгновенном увеличении угла открытия дроссельной заслонки (ДЗ) до z_1 двигатель под действием крутящего момента M_{10} разгоняется (в соответствии с выражением 2.1). В процессе разгона двигателя при частоте вращения n_{1n} включается сцепление, после чего начинает увеличиваться момент трения сцепления M_{τ} . Увеличение будет происходить до значения M'_{τ} , которому соответствует частота вращения n'_1 . Если момент сопротивления M_{ψ} , приведенный к ведомому диску

сцепления, будет больше M'_τ , то автомобиль не тронется с места. Однако двигатель не заглухнет, а будет при непрерывно буксующем сцеплении работать с частотой вращения n'_1 . К первичному валу коробки передач продолжает поступать M'_τ .

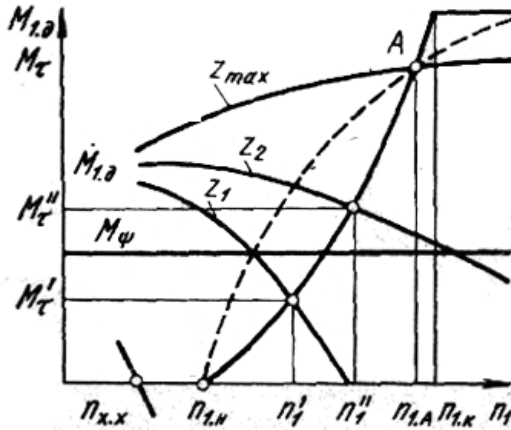


Рис. 2.7. Закон изменения момента трения сцепления в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя

Если водитель увеличит угол открытия ДЗ до z_2 , то автомобиль при частоте, когда $M_m = M_\psi$, тронется с места. Под действием момента M_τ в соответствии с уравнением (2.2) будет происходить разгон ведомого элемента сцепления и автомобиля. При этом M_τ будет нарастать с увеличением частоты до M''_τ . Точнее, момент трения сцепления увеличивается до несколько меньшего значения, т. к. к ведущему элементу сцепления будет поступать крутящий момент, уменьшенный на величину инерционного момента его маховика.

При разгоне автомобиля и увеличении частоты вращения ведомого элемента сцепления до n''_2 процесс буксования заканчивается. Величина момента M''_τ определяет максимальное ускорение автомобиля в процессе буксования сцепления. Дальнейший разгон автомобиля, сопровождающийся увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя, происходит под действием крутящего момента двигателя.

Если водитель при трогании автомобиля с места больше откроет дроссельную заслонку, то момент M'_τ , передаваемый к колесам,

будет возрастать быстрее и достигнет более высокого конечного значения, т. е. произойдет более интенсивный разгон автомобиля. Следовательно, закон изменения момента трения по частоте вращения коленчатого вала обеспечивает плавное трогание автомобиля с места. Водитель, изменяя степень подачи топлива в двигатель, регулирует интенсивность разгона автомобиля. Момент, передаваемый к первичному валу коробки передач, ни при каких обстоятельствах не может превысить крутящий момент двигателя при заданном угле α . При трогании с места на крутом подъеме или задержке освобождения ручного тормоза невозможно остановить двигатель.

Осталось корректно выбрать зависимость $M_c = f(\omega_2 = n)$. Рассмотрим влияние зависимости $M_c = f(\omega_c)$ на режимы совместной работы двигателя и сцепления (рис. 2.8).

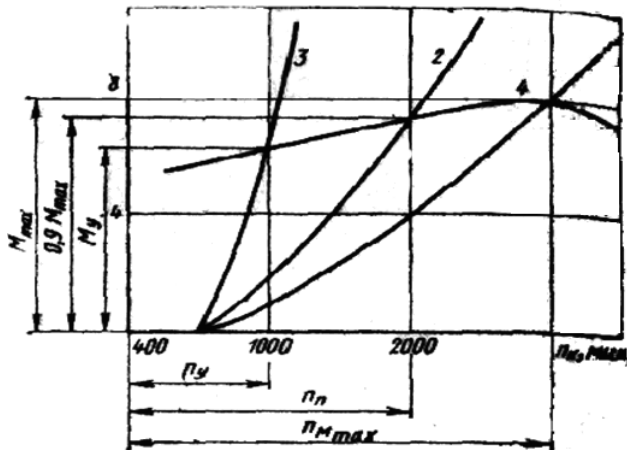


Рис. 2.8. Выбор закона изменения момента трения сцепления

На график внешней скоростной характеристики двигателя нанесем три кривые M_c , имеющие различный наклон. Кривая 1 пересекает $M_c = f(\omega)$ в точке с координатами M_{max} и ω_{max} . Это означает, что в начальный момент разгона, когда сцепление еще буксует, ω увеличивается до ω_{Mmax} , при которой двигатель развивает M_{max} . Выше отмечалось, что при этом динамические показатели автомобиля наилучшие, но работа буксования растет. Пересечение кривой 3 характеризуется значением $\omega = \omega_y$ (где $\omega_y - \omega_{min}$ при работе

двигателя на внешней характеристике, т. е. с полной подачей топлива). В этом случае сцепление пробуксовывает только при $\omega_c < \omega_y$, в результате чего значительно уменьшается работа буксования сцепления, но ухудшаются динамические показатели автомобиля, т. к. $M_y \ll M_{max}$.

Поэтому целесообразно проектировать САУ таким образом, чтобы в точке пересечения $M_c = f(\omega)$ и $M = f(\omega)$ крутящий момент двигателя составлял $(0,85-0,9)M_{max}$ (кривая 2). При этом получаются приемлемые динамические показатели автомобиля при небольшой работе буксования сцепления.

Можно улучшить показатели автомобиля, если удастся реализовать несколько зависимостей $M_c = f(\omega)$, например, при включении низшей передачи осуществить зависимости 1 и 2 (т. е. D_{max}), а при включении высшей передачи – кривой 3.

Если сравнивать последние два закона регулирования, то можно сказать следующее. Система управления, где $M_c = f(\alpha)$, более критична к изменению характеристик двигателя и параметров сцепления в процессе их эксплуатации, что приводит к нарушению эталонных соотношений между M_o и M_c .

Например, уменьшение M_c из-за износов цилиндров поршневой группы двигателя приводит к уменьшению M_o , т. е. при каком-то положении педали дроссельной заслонки момент M_c окажется больше, чем M_o . Двигатель может остановиться.

При износе дисков сцепления или их замасливание пробуксовка сцепления может стать излишне большой, что приведёт к невозможности эксплуатации автомобиля.

Кроме того, при данном законе регулирования нельзя при неподвижном автомобиле нажимать на педаль подачи топлива до отказа. В этом случае M_c сразу станет больше M_o , и двигатель заглохнет (см. рис. 2.6).

Система, реализующая закон изменения $M_c = f(\omega)$, на изменение характеристик двигателя и сцепления отзывается в меньшей мере. Например, водитель имеет возможность при трогании с места сразу же нажимать на педаль подачи топлива до отказа. Ведь до тех пор, пока коленчатый вал не разгонится до частоты, при кото-

рой $M_c = M_o$, сцепление будет пробуксовывать, а значит, остановки двигателя не произойдет. Когда же частота вращения ведущего и ведомого дисков сцепления сравняются, пробуксовка сцепления прекратится.

У закона регулирования момента трения сцепления в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя можно отметить следующий недостаток. При снижении скорости движения и частоте вращения коленчатого вала двигателя до значения, когда $M_\tau = M_\psi$, сцепление начинает выключаться и пробуксовывать. На прямой передаче этой частоте вращения может соответствовать скорость 40–50 км/ч. Пробуксовка вызывает повышенный износ и нагрев сцепления. На автомобиле с обычным сцеплением движение без пробуксовки возможно при снижении частоты вращения коленчатого вала до минимально устойчивого значения, близкого к оборотам холостого хода *и.х.х.*

В последних разработках автоматические сцепления не только обеспечивают трогание автомобиля с места и работу при переключении передач, но и предохраняют двигатель от остановки, исключая скатывание автомобиля назад при его трогании на крутых подъемах, а также корректируют момент включения сцепления в зависимости от температуры масла в агрегатах трансмиссии.

2.4. Системы регулирования момента трения сцепления при трогании автомобиля с места

Прежде чем рассматривать принцип действия автоматических сцеплений, познакомимся со статической характеристикой сцеплений как объекта регулирования. Это зависимость момента трения сцепления от изменяющего его параметра, например, силы, давления жидкости, напряжения.

Принцип действия обычного фрикционного сцепления известен. Момент трения сцепления определяется по следующей зависимости:

$$M_{mc} = z_m \mu R_{cp} (P_n - P_o - iP_p), \quad (2.3)$$

где z_m — число поверхностей трения; μ — коэффициент трения; R_{cp} — средний радиус ведомого диска; P_n — сила нажимных пружин;

P_o – сила отжимных пружин; i – передаточное отношение рычажной системы сцепления; P_p – сила, приложенная к рычагу выключения сцепления.

2.4.1. Нормально разомкнутое сцепление

Если в обычном сцеплении рычаги выключали сцепление, то здесь они включают его:

$$M_m = z_m \mu R_{cp} (p_n F_{ip} - P_o), \quad (2.4)$$

где p_n – давление жидкости; F – площадь поршня.

Принцип работы сцепления понятен из схемы (рис. 2.9).

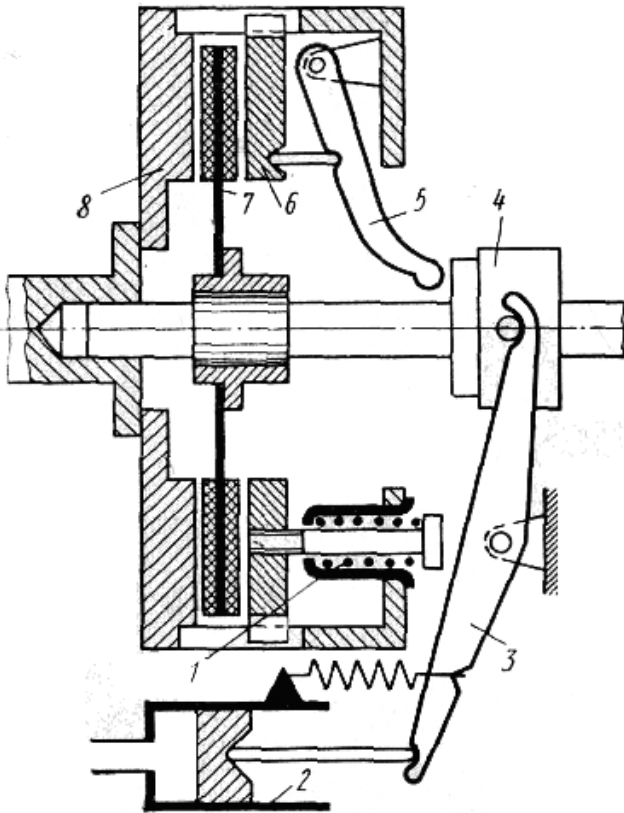


Рис. 2.9. Схема нормально разомкнутого сцепления с гидравлическим нажатием

Недостатком такого типа сцепления является непрерывная работа подшипника сцепления при движении автомобиля, постоянная осевая сила, действующая на коленчатый вал двигателя, и затрата мощности на привод насоса питания.

2.4.2. Центробежное сцепление

При холостом ходе двигателя отжимные пружины 7 (рис. 2.10,а), преодолевая небольшую центробежную силу грузов, отводят вправо реактивный диск 8 и через штифт – нажимной диск. Сцепление выключено.

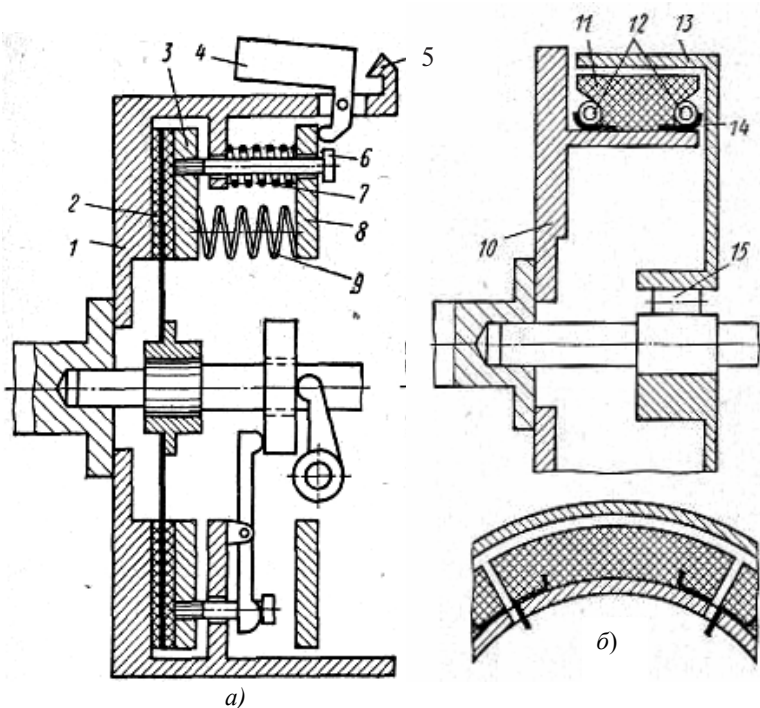


Рис. 2.10. Схемы центробежного сцепления

При нажатии на педаль дроссельной заслонки карбюратора и увеличении частоты вращения коленчатого вала центробежная сила грузов, преодолевая силу отжимных пружин, перемещает влево реактивный диск, нажимные пружины и нажимной диск. Сцепление

включается. Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая началу работы (включению сцепления), определяется силой предварительного сжатия отжимных пружин и центробежной силой грузов. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала происходит дальнейший поворот центробежных грузов и сжатие нажимных пружин. Момент трения сцепления нарастает. Максимальный момент трения сцепления определяется максимальным сжатием нажимных пружин, соответствующим положением грузов, дошедших до упора 5, т. е. сцепление работает с вполне определенным коэффициентом запаса.

Момент трения центробежного сцепления определяется по формуле

$$M_{mc} = 2\mu R_{cp} (P_y - P_o), \quad (2.5)$$

где $P_y = m\omega_1^2 r$; m – масса грузов; ω_1 – угловая скорость их вращения; r – расстояние от оси вращения грузов до их центра масс.

При переключении передач сцепление выключается обычным рычажным механизмом, преодолевая силу нажимных пружин 9.

Центробежное сцепление иного типа показано рядом. Это сцепление барабанного типа.

Колодки 11 сцепления стянуты кольцевыми спиральными пружинами 12 и укреплены на маховике 10 при помощи отогнутых концов пластин 14. Пластины залиты в колодки, выполненные из ретинакса. При увеличении частоты вращения коленчатого вала колодки, преодолевая силу пружин, расходятся в радиальном направлении и соединяют маховик с барабаном 13. Барабан, являющийся ведомым элементом сцепления, закреплен на первичном валу коробки передач при помощи механизма свободного хода 15.

Особенности сцепления: нет системы, которая при переключении передач выключала бы его, в этой ситуации срабатывает механизм свободного хода; нет ограничителя передаваемого крутящего момента; при увеличении P_y момент трения сцепления также возрастает; при резком торможении автомобиля трансмиссия перегружается, т. к. инерционный момент маховика передается через сцепление (в 10–15 раз) $> M_{двиг}$.

2.4.3. Электромагнитное сцепление без ферронаполнителя

Такое сцепление (рис. 2.11) состоит из маховика двигателя, к которому жестко прикреплен упорный диск сцепления 4, выполняющий функцию неподвижного якоря электромагнита. Подвижный в осевом направлении сердечник 5 электромагнита при помощи шпильки прикреплен к нажимному диску 8. Внутри сердечника есть кольцевая обмотка возбуждения. При подаче напряжения на обмотку возбуждения через скользящие контакты 6 образуется магнитное поле, направление силовых линий которого показано стрелками. В результате сердечник притягивается к упругому диску и через шпильки прижимает нажимной диск к ведомому. Сцепление включено.

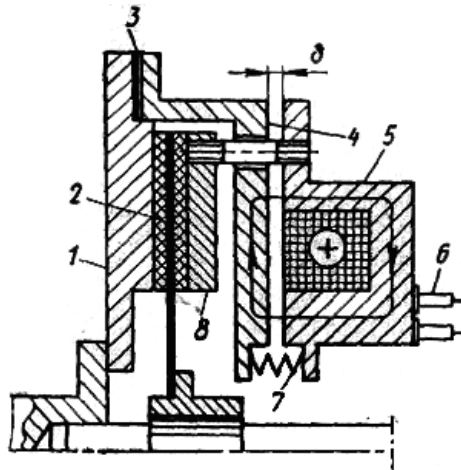


Рис. 2.11. Схема электромагнитного сцепления

Плотность магнитного потока и сила тяги электромагнита резко возрастают при уменьшении воздушного зазора δ .

Для того чтобы при износе ведомого диска не нарушался нормальный режим включения сцепления, предусмотрена регулировка зазора δ в процессе эксплуатации при помощи прокладок 3.

При прекращении подачи напряжения в обмотку возбуждения сцепление выключается отжимными пружинами 7.

$$M_{стп} = 2\mu R_{cp} (P_э - P_о), \quad (2.6)$$

где $P_э$ – сила тяги электромагнита; $P_э = f(u_2)$.

Момент трения регулируют, изменяя напряжение в обмотке возбуждения.

2.4.4. Электромагнитное сцепление с феррополнителем

Это сцепление (рис. 2.12) содержит сердечник электромагнита (ведущий элемент) с кольцевой обмоткой возбуждения. Сердечник (9) скреплен с коленчатым валом двигателя, а ведомый элемент (10), являющийся частью магнитопровода, — с первичным валом коробки передач. Во внутренней полости сцепления, заполненной маслом, находится феррополнитель — мельчайшие частицы химически чистого железа или частицы нержавеющей стали. При вращении сцепления феррополнитель отбрасывается центробежной силой к образующей сердечника электромагнита. При подаче напряжения в обмотку возбуждения магнитный поток, замыкаясь, затягивает в воздушный зазор между сердечником и ведомым элементом сцепления частицы феррополнителя. Эти частицы, образуя магнитные цепочки, связывают ведущий элемент сцепления с ведомым. Чем больше сила тока в обмотке возбуждения, тем сильнее связь через частицы феррополнителя элементов сцепления, т. е. тем больше момент трения сцепления. При отсутствии напряжения сцепление выключается.

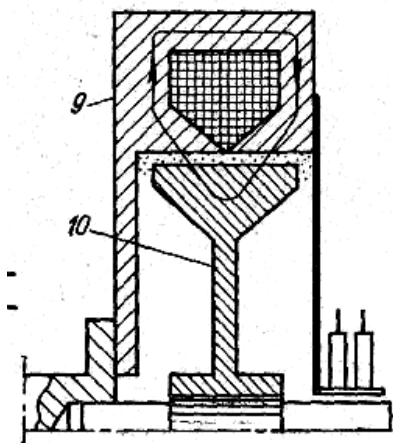


Рис. 2.12. Электромагнитное сцепление с феррополнителем

Другими словами, вязкость ферронаполнителя увеличивается с ростом напряженности магнитного поля, возникающего при прохождении тока через обмотку. При определенной напряженности ферронаполнитель становится почти твердым телом, что обеспечивает передачу крутящего момента.

Для сцепления такого типа характерны малая скорость изнашивания рабочих поверхностей, линейная зависимость между током в обмотке и передаваемым моментом. Они не требуют регулировок. Срок службы зависит от количества и качества ферронаполнителя, надежности уплотнений.

Недостатки на начальном этапе:

- после отключения тока отмечалась частичная передача M_c за счет вязкости масла;
- длительная пробуксовка вызывала изменение химического состава масла, ухудшение его свойств.

Затем масло было заменено на сухой смазочный материал (на основе графита).

Позже, после открытия явления электрореологии (при котором вязкость жидкостей возрастает при пропускании через них тока высокого напряжения), было создано сцепление, где M_c передавался через жидкость, которая при пропускании через нее тока переходила в твердое состояние.

2.5. Регулирование момента трения сцепления при трогании автомобиля с места

На сегодня известны различные автоматические системы, осуществляющие изменение момента трения от разных параметров, при этом применяется один из законов изменения момента трения сцепления.

Практический интерес представляет создание автоматической системы управления, которую можно было бы применять с обычным пружинным сцеплением и устанавливать по желанию покупателя на различные автомобили. Такая система управления может быть гидравлической, пневматической и вакуумной. На рис. 2.13 показан пример гидравлического управления обычным сцеплением.

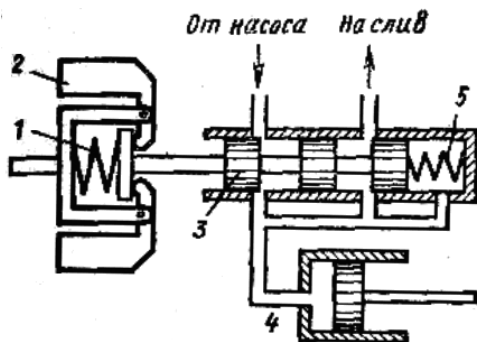


Рис. 2.13. Схема регулятора давления

От регулятора жидкость поступает в цилиндр, поршень которого воздействует на механизм выключения сцепления. К регулятору масло подается от насоса и далее отводится на слив. На золотник регулятора действуют четыре силы: сила P_1 пружины центробежного регулятора, вращающегося от коленчатого вала двигателя; центробежная сила P_y грузов; сила P_5 пружины 5 и сила P_n регулируемого давления жидкости, поступающей к правой, торцевой поверхности золотника 3.

Уравнение статического равновесия сил, действующих на золотник, имеет вид

$$P_1 - P_y - P_n - P_5 = 0, \quad (2.7)$$

и тогда регулируемое давление P_n

$$P_n = \frac{(P_1 - P_y)}{f} - \frac{kn_1^2}{f},$$

где k – коэффициент пропорциональности; f – площадь поверхности золотника.

При увеличении частоты n_1 давление p_n уменьшается. Если момент трения обычного сцепления

$$M_{mp} = z\mu R_{cp}(P_n - P_o - iP'_p), \text{ а } P_2 = p_n F,$$

где F – площадь цилиндра, то получаем квадратичную зависимость $M_c = f(n_1^2)$.

Рассмотрим схему (рис. 2.14) автоматического управления нормально разомкнутого сцепления с гидравлическим нажатием.

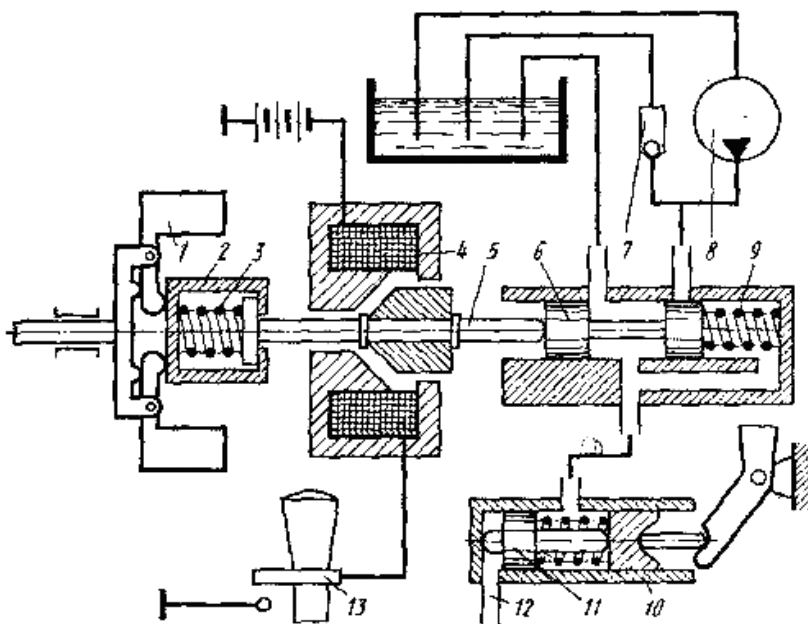


Рис. 2.14. Система регулирования момента трения нормально разомкнутого сцепления с гидравлическим нажатием

Данная система содержит центробежный регулятор 1, приводимый в движение коленчатым валом двигателя. Центробежная сила P_y грузов регулятора через стакан 2, сжатую пружину 3 и шток 5 действует на золотник 6. С правой стороны на торцевую поверхность золотника действует сила P_o пружины 9 и сила P_n регулируемого давления, подводимого к цилиндру 10 включения сцепления. В системе имеются насос 8 и переливной клапан 7, рассчитанный на давление 13–14 кг/см². При определенной частоте вращения коленчатого вала двигателя центробежная сила грузов, преодолевая силу пружины 9, перемещает золотник 6 вправо. При этом прикрывается сливное отверстие и открывается отверстие, через которое поступает масло от насоса. Оба отверстия оказывают дроселирующее действие на жидкость. Давление растет, но так как при возрастании центробежной силы растет и сила регулируемого давления, золотник сохраняет устойчивые равновесные состояния. Уравнение статического равновесия имеет вид: $P_y - P_n - P_o = 0$, от-

сюда $p_n = \frac{kn_1^2 - P_0}{f}$. Как видим, при увеличении частоты вращения

n_1 коленчатого вала двигателя давление p_n возрастает, действует на поршень и, поворачивая рычаг, увеличивает момент трения сцепления. Таким образом, реализуется квадратичная зависимость момента трения сцепления от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для электромагнитного сцепления изменение момента трения сцепления осуществляют при помощи подключения обмотки возбуждения к генератору, напряжение которого возрастает с ростом частоты вращения коленчатого вала.

Необходимый характер кривой $M_c = f(n_1)$ обеспечивают, используя различные способы питания обмотки возбуждения генератора и подключения в цепь питания обмотки сопротивлений.

Напряжение генератора $U = C_1 n \Phi$, где C_1 – постоянная генератора; n – частота вращения якоря генератора; Φ – магнитный поток обмотки возбуждения генератора. Магнитный поток прямо пропорционален напряжению в обмотке возбуждения генератора, поэтому при питании обмотки от аккумуляторной батареи напряжение генератора линейно увеличивается в зависимости от увеличения частоты вращения его якоря, т. е. $U = C_2 n$.

При работе генератора в режиме самовозбуждения, когда ток в его обмотку возбуждения поступает от якоря, магнитный поток Φ с увеличением частоты вращения якоря генератора возрастает. Вследствие этого напряжение генератора дополнительно увеличивается и определяется квадратичной параболой: $U = C_3 n^2$.

Момент трения зависит, в свою очередь, от U .

2.6. Процесс управления сцеплением при переключении передачи

Сначала рассмотрим процесс переключения с низшей передачи на высшую. При переключении передачи водитель прикрывает дроссельную заслонку. Контакт, расположенный на рычаге переключения передач или в тяге, соединяющей рычаг с коробкой передач, подает сигнал к выключению сцепления. Система автомати-

ки должна быстро выключить сцепление (0,25–0,30 с), чтобы при переводе рычага переключения передачи шестерни не могли войти в зацепление при еще не успевшем выключиться сцеплении.

В процессе переключения передач скорость автомобиля и частота вращения вторичного вала коробки передач сохраняются примерно постоянными. После переключения шестерен частота вращения ведомого элемента сцепления снижается на величину отношения передаточных чисел переключаемых передач. В связи с прикрытием дроссельной заслонки частоты вращения коленчатого вала и ведущего элемента сцепления также уменьшаются. Время переключения обычно не превышает 0,8 с. За это время частота вращения коленчатого вала двигателя уменьшается приблизительно в 1,5 раза. Отношение передаточных чисел переключаемых передач составляет примерно ту же величину. Поэтому в момент включения сцепления обороты ведущего и ведомого элементов примерно одинаковы. Это позволяет без рывка автомобиля очень быстро включить сцепление и приложить к колесам силу тяги, необходимую для дальнейшего разгона автомобиля.

Процесс переключения с высшей передачи на низшую протекает иначе. После выключения сцепления и ввода в зацепление шестерен коробки передач в результате использования кинетической энергии поступательной массы автомобиля синхронизатор увеличивает частоту вращения ведомого элемента сцепления на величину отношения передаточных чисел переключаемых передач. Частота вращения коленчатого вала и ведущего элемента сцепления при этом снижается.

Если принять то же время переключения передач (0,8 с), то частота вращения коленчатого вала снизится примерно в 1,5 раза, а частота вращения ведомого элемента сцепления увеличится в 1,5 раза, т. е. в момент включения сцепления число оборотов ведомого элемента сцепления больше, чем ведущего. После включения сцепления за счет кинетической энергии поступательной массы автомобиля ведомый элемент разгонит двигатель до своей частоты вращения. Причем если после переключения передач сцепление включить быстро, то автомобиль получит толчок (резкое кратков-

ременное замедление, вызванное инерционной силой, направленной против скорости движения автомобиля).

Чтобы избежать толчка, нужно включать сцепление с меньшим темпом нарастания момента трения сцепления во времени или при помощи каких-то устройств поддерживать высокую частоту вращения коленчатого вала при переключении передач.

2.7. Системы управления сцеплением при переключении передач

Рассмотрим работу сцепления разомкнутого типа (рис. 2.14). В процессе переключения передач водитель, замыкая контакт 13, нажимает на кнопку, расположенную на рычаге переключения передач. Напряжение подается в обмотку возбуждения 4 соленоида. Якорь соленоида, укрепленный на штоке 5, преодолевая силу пружин 3, перемещается влево. Вслед за якорем под действием пружины 9 перемещается золотник, и сцепление выключается. После завершения процесса переключения передач водитель освобождает рычаг коробки передач, контакт 13 размыкается, и сцепление снова включается.

Центробежное сцепление при переключении передач выключается рычажным механизмом, аналогичным применяемому на обычных сцеплениях. Для выключения необходимо преодолеть силу нажимных пружин 9.

Момент трения центробежного сцепления после переключения передач обычно регулируется во времени с корректировкой по углу открытия дроссельной заслонки двигателя (рис. 2.15). Такая схема регулирования содержит электромагнитный клапан 2, управляемый контактами 3, расположенными на рычаге переключения передач. При замыкании контактов тарелка клапана поднимается вверх и соединяет диафрагменную камеру 1, управляющую рычагом выключения сцепления, с ресивером 6, к которому через обратный клапан подводится разрежение от всасывающего коллектора 7 двигателя. Диафрагма прогибается, и сцепление выключается.

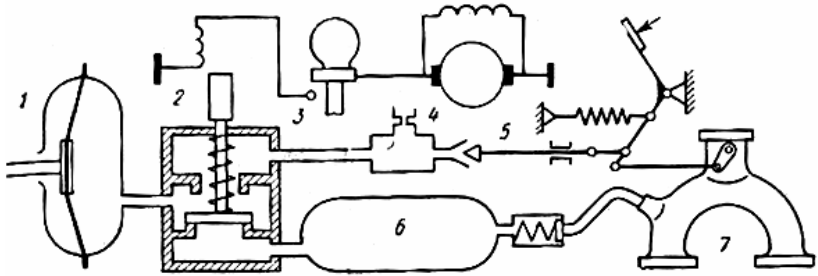


Рис. 2.15. Система управления сцеплением при переключении передач

При освобождении рычага переключения передач и размыкании контактов тарелка клапана опускается под действием пружины. Диафрагменная камера соединяется с атмосферой через дроссели 4 и 5. Воздух проходит через дросселирующие отверстия, обеспечивая определенную скорость перемещения штока диафрагменной камеры и темп включения сцепления. Проходное сечение дросселя 5 регулируется иглой, управляемой от педали дроссельной заслонки. Чем больше открыта дроссельная заслонка, тем больше дросселирующее отверстие и тем быстрее во времени нарастает момент трения сцепления. При полностью открытой дроссельной заслонке сцепление включается за 0,1–0,15 с. Дроссель 4 нужен для того, чтобы при закрытой дроссельной заслонке сцепление не оставалось выключенным. Можно связать перемещение иглы дросселя с небольшой диафрагменной камерой, соединенной с всасывающим трубопроводом, т. к. разрежение в последнем является функцией угла открытия дроссельной заслонки.

Чтобы при остановленном автомобиле включение сцепления не вызывало увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя (что привело бы к повороту центробежных грузов), питание электромагнитного клапана 2 осуществляется от обмотки якоря генератора. При работе двигателя в режиме холостого хода напряжение генератора невелико и недостаточно для включения соленоида клапана.

В системах управления электромагнитными сцеплениями высокий темп включения сцепления после переключения с низшей на высшую передачу (по сравнению с темпом при трогании с места) осуществляется при подаче следующих сигналов: увеличение угла

открытия дроссельной заслонки, увеличение скорости автомобиля, перемещение ползуна коробки передач в положение включенной высшей передачи.

Упрощенная схема системы управления электромагнитным сцеплением работает следующим образом (рис. 2.16).

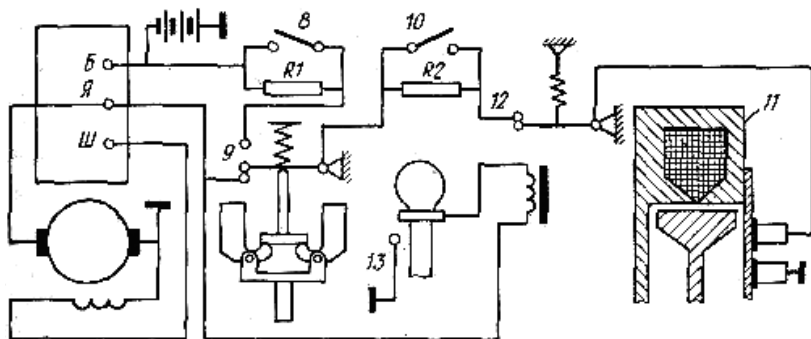


Рис. 2.16. Упрощенная схема управления электромагнитным сцеплением

При плавном трогании автомобиля с места генератор работает в режиме самовозбуждения, а обмотка сцепления 11 получает питание от якоря генератора через контакты 9, сопротивление R_2 и контакты 12. При более интенсивном разгоне и, следовательно, большем угле открытия D_3 контакты 10 шунтируют сопротивление R_2 , ток растет, растет и магнитный поток в обмотке возбуждения сцепления, увеличивается момент трения сцепления. После завершения процесса буксования сцепления центробежный регулятор, приводимый во вращение валом спидометра, при определенной скорости (~ 25 км/ч) размыкает нижние и замыкает верхние контакты 9. В результате этого обмотки сцепления получают питание от аккумуляторной батареи. В момент прикосновения к рычагу коробки передач контакты 13, расположенные в ручке рычага, размыкают контакты 12 реле. Сцепление выключается.

После переключения передачи и освобождения рычага контакты 12 замыкаются. Напряжение подается в обмотку сцепления от аккумуляторной батареи через R_1 и R_2 , и сцепление включается. Из-за большой электромагнитной постоянной времени обмотки сцепления момент трения сцепления нарастает не мгновенно, и его

наибольшая величина меньше максимальной, поэтому сцепление включается достаточно плавно. При более интенсивном разгоне автомобиля и большем угле открытия D_3 замыкаются контакты 10, шунтирующие сопротивление R_2 . Момент трения сцепления нарастает быстрее и достигает более высокой конечной величины.

Контакты 8, шунтирующие сопротивление R_1 , замыкаются при очень большом угле открытия D_3 и служат для снижения расхода электроэнергии, в то время как крутящий момент двигателя меньше максимального.

Таким образом, M_c после переключения передачи регулируется так же, как и у центробежного сцепления, в зависимости от времени с корректировкой по углу открытия дроссельной заслонки.

2.8. Автоматическое сцепление для автомобиля с механической трансмиссией

Система (рис. 2.17.) автоматически управляет сцеплением при трогании автомобиля с места и при переключении передач.

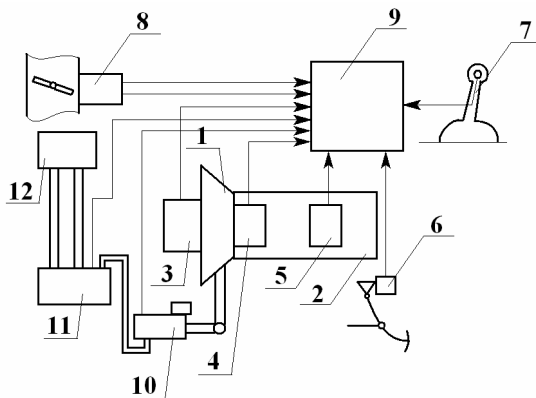


Рис. 2.17. Схема автоматического сцепления для автомобиля с механической трансмиссией: 1 – сцепление; 2 – КПП; 3 – датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя; 4 – датчик частоты вращения первичного вала КПП; 5 – датчик положения шестерен; 6 – датчик положения педали газа; 7 – контактный датчик; 8 – датчик положения дроссельной заслонки и электродвигатель ее привода; 9 – электронный блок управления (микропроцессор); 10 – рабочий цилиндр с датчиком перемещения; 11 – силовой гидравлический узел и клапан управления; 12 – резервуар

Электронный блок управления получает и обрабатывает сигналы всех датчиков.

Если выбрана неподходящая передача для трогания с места, сцепление не включается. С низшей на высшую включается как обычно, с высшей на низшую – с задержкой, пока частота вращения коленчатого вала двигателя не возрастет.

Контрольные вопросы и задания

1. Обозначьте задачи регулирования момента трения сцепления.
2. Какие вам известны законы регулирования момента трения сцепления при трогании автомобиля с места?
3. Назовите недостатки закона регулирования момента трения сцепления по углу открытия дроссельной заслонки карбюратора.
4. Перечислите преимущества закона регулирования момента трения сцепления в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя.
5. Каков принцип работы центробежных сцеплений?
6. Каков принцип работы электромагнитных сцеплений?
7. Объясните процесс управления сцеплением при переключении передач.
8. Охарактеризуйте системы управления сцеплением при трогании автомобиля с места и переключении передач.

3. АВТОМАТИЧЕСКИЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

3.1. Достоинства и недостатки автоматических коробок передач

Одним из путей совершенствования конструкций и повышения конкурентоспособности автомобилей является внедрение автоматических гидромеханических передач (ГМП), применение которых позволяет:

- облегчить управление автомобилем;
- повысить безопасность движения (нет педали сцепления и рычага переключения ступеней, поэтому все внимание водителя сосредоточено на управлении автомобилем);
- повысить комфортабельность автомобиля (нет педали сцепления, т. е. увеличивается пространство салона);
- уменьшить утомляемость водителя (в городских условиях у водителей, управляющих автомобилем с механической КП, в среднем на 10% увеличивается частота пульса, на 40% увеличивается объем вдыхаемого воздуха и на 0,5% уменьшается содержание кислорода в крови).

Помимо этого применение ГМП улучшает некоторые технические параметры автомобиля:

- уменьшаются динамические нагрузки при трогании автомобиля и переключении передач, как следствие – увеличивается долговечность узлов и агрегатов трансмиссии, уменьшается потребность в запасных частях;
- снижается токсичность отработавших газов вследствие сокращения количества переключений в ГМП;
- отсутствует режим принудительного холостого хода при переключении передач под нагрузкой, в связи с этим более стабильна работа двигателя.

Вместе с тем следует отметить:

- ГМП усложняет конструкцию автомобиля и повышает его стоимость (цена автомобиля возрастает на 5...12%);
- автомобиль, оборудованный ГМП, по сравнению с обычным имеет меньшую на 2...4% максимальную скорость, большее вре-

мя разгона до 100 км/ч (при одной мощности двигателя) и больший на 2...10% расход топлива при движении с постоянными скоростями.

Однако эти недостатки компенсируются преимуществами при движении в сложных городских условиях; испытания автомобилей в условиях городского движения даже показывают, что расход топлива у автомобилей, оборудованных ГМП, меньше примерно на 15%.

3.2. Цели и задачи автоматического управления коробкой передач (АКП)

Цель применения АКП сводится к облегчению управления транспортной машиной. Изменение скорости движения машины осуществляется при помощи двух педалей — педали управления карбюратором, или топливным насосом двигателя, и педали тормоза (т. е. педали сцепления нет). Рычаг управления коробкой передач имеет положения «нейтральное движение», «задний ход», вместо рычага могут быть кнопки. Автоматически управляемую коробку передач используют совместно с автоматическим сцеплением, гидромуфтой или гидротрансформатором, осуществляющими плавное трогание машины с места.

Автоматические коробки передач (АКП) осуществляют переключение с разрывом и без разрыва потока мощности. В первом случае перед переключением передач прикрывается дроссельная заслонка, выключается сцепление и при помощи синхронизаторов или обгонных кулачковых муфт разъединяются с валами шестерни одной и соединяются шестерни другой передачи. Синхронизаторы и муфты передвигаются с помощью электрических, гидравлических, вакуумных и пневматических сервомеханизмов. Во втором случае переключение без разрыва потока мощности при работе двигателя под нагрузкой осуществляется при помощи электромагнитных сцеплений, гидравлически управляемых сцеплений, а в случае планетарных передач — и при помощи ленточных тормозов, при этом фрикционные элементы управления воспринимают значительную работу буксования. Переключение без разрыва потока мощности обеспечивает непрерывно растущий разгон машины и облегчает создание АСУ, так как при этом отпадает необходимость приме-

нения синхронизирующих устройств для включения передач. Наибольшее распространение получили передачи, управляемые при помощи сцеплений и тормозов, включаемых давлением жидкости. Применение электромагнитных сцеплений упрощает АСУ, но приводит к значительному увеличению габаритных размеров коробки передач. Автоматические коробки передач (АКП) выполняют планетарными или с неподвижными опорами валов. Вторые проще в производстве, дешевле, но имеют большие размеры.

Рассмотрим схему простейшей планетарной передачи, управляемой сцеплением и ленточным тормозом (рис. 3.1).

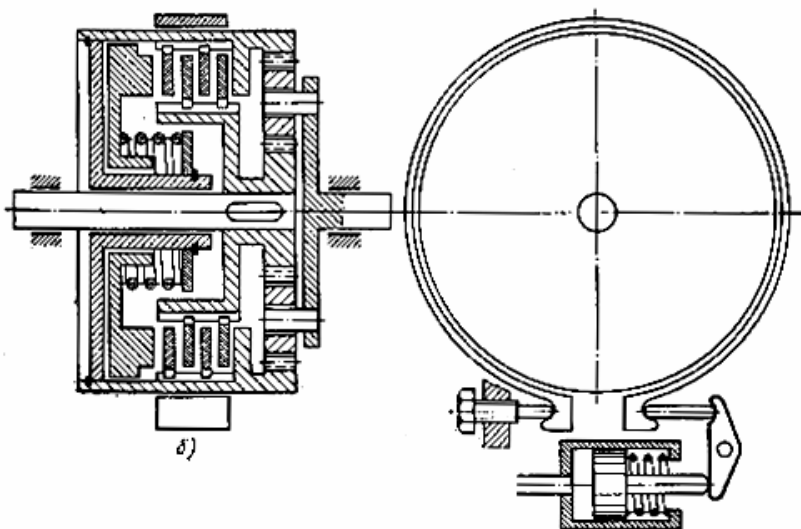


Рис. 3.1. Схема планетарной коробки передач

При подаче жидкости к бустеру ленточного тормоза и соединении цилиндра сцепления со сливом солнечная шестерня обкатывает сателлиты относительно неподвижной коронной шестерни, в результате чего водило сателлитов получает замедленное движение (первая передача). При выключении тормоза и включении сцепления солнечная шестерня жестко соединяется с коронной шестерней, в результате чего передача блокируется и ее шестерни вращаются как одно целое (прямая передача).

Системы автоматического управления не имеют главной обратной связи, т. е. являются разомкнутыми системами.

Главными задачами создания систем автоматического управления передачами являются: выбор оптимального закона переключения передач, т. е. решение вопроса, в зависимости от каких параметров и при каких сочетаниях должны происходить переключения передач, обеспечивающие машине высокие эксплуатационные качества; организация переходного процесса переключения передач, обеспечивающего при работе двигателя под нагрузкой плавное изменение силы тяги на колесах машины и малую работу трения фрикционных элементов управления.

Функциональная схема автомобиля с АКП показана на рис. 3.2. Входами в системе являются параметры регулирования, характеризующие режимы работы двигателя (угол открытия дроссельной заслонки или положение рейки топливного насоса, положение педали подачи топлива, разрежение во впускном коллекторе), сцепления, коробки передач, автомобиля (скорость, ускорение, момент сопротивления).

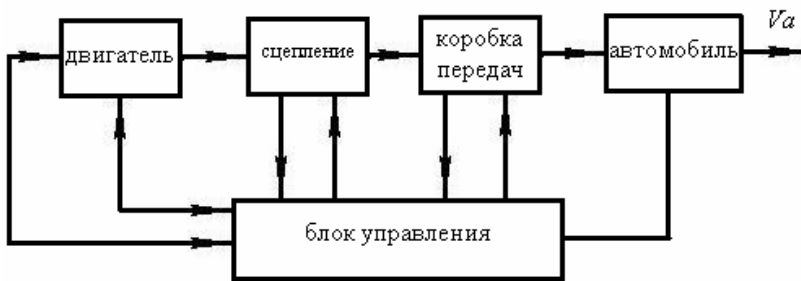


Рис. 3.2. Функциональная схема автомобиля с САПП

АКП независимо от конструктивного исполнения состоит из измерительного блока, в котором собирается информация о параметрах управления; логического управляющего блока, с помощью которого вырабатываются управляющие сигналы; исполнительного блока, непосредственно управляющего работой двигателя, сцепления, коробки передач. Эти элементы могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими, электронными.

Все более широкое распространение получают электронные системы управления (ЭСУ), так как они характеризуются высокой надежностью, точностью работы, приспособленностью к условиям эксплуатации, компактностью, возможностью упрощения механических и гидравлических элементов, входящих в систему АКП. Применение электроники позволяет совершенствовать структуру АКП для лучшего приближения к теоретически оптимальным законам переключения передач; использовать новые параметры управления, не применяемые в других типах систем; реализовать несколько программ управления для разных критериев оптимальности; повысить плавность переключения передач. ЭСУ дают возможность автоматизировать процесс переключения передач обычных механических ступенчатых коробок передач.

3.3. Выбор оптимального закона переключения передач

Закон переключения устанавливают анализом процесса переключения передач обычной ступенчатой коробки передач с помощью тяговой характеристики. Рассмотрим переключение между двумя передачами (рис. 3.3). Известно, что для реализации максимальных тягово-скоростных свойств автомобиля при разгоне переключение надо производить в точках пересечения тяговой характеристики (A_1-A_3).

При увеличении сопротивления движение скорость автомобиля V_a падает, и при определенной величине, близкой к точке перегиба кривой P_m , движение становится неустойчивым. Следовательно, нужно производить обратное переключение со II на I (с высшей передачи на низшую).

Таким образом, видно, что переключение с передачи на передачу нужно производить в зависимости от двух параметров – V_a и α .

Из графика (рис. 3.4) следует, что в диапазоне изменения скорости V_a-V_b имеет место перекрытие передач, т. е. может быть включена как I, так и II передача в зависимости от направления переключения.

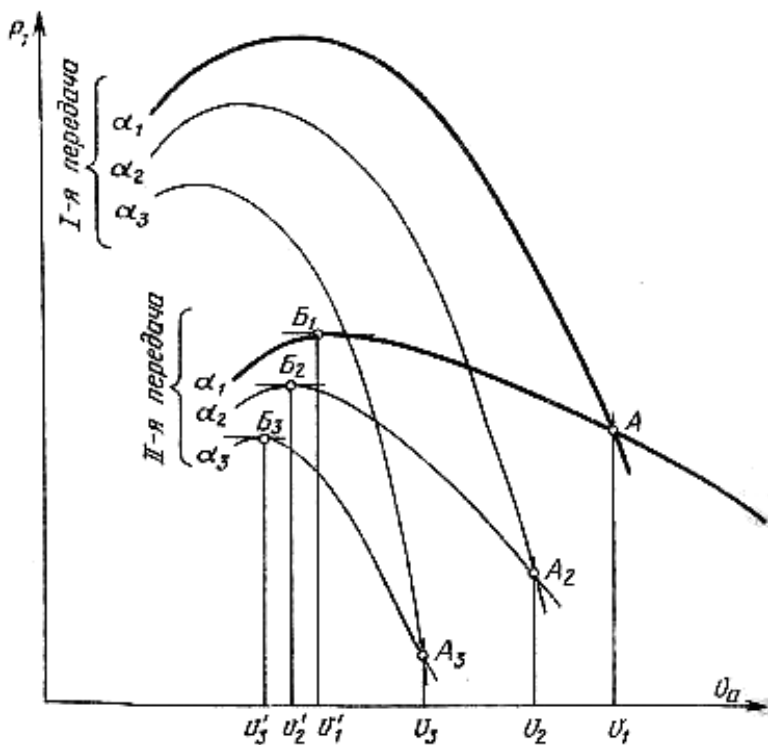


Рис. 3.3 График тяговых сил к определению закона переключения передач

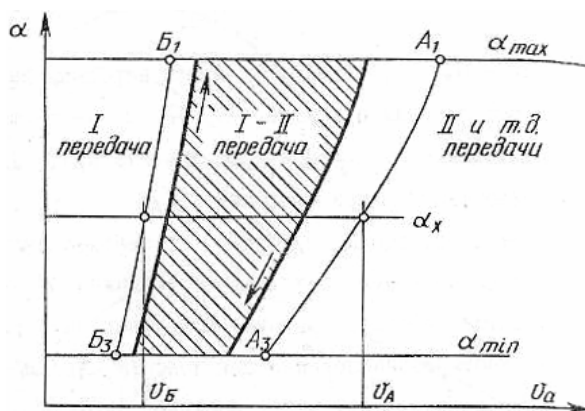


Рис. 3.4. Перекрывание передач при их переключении

Перекрытие передач – явление положительное, т. к. исключает появление цикличности переключения, т. е. переключения между смежными передачами при незначительных изменениях условий движения.

Эффективность работы системы автоматического переключения передач удобно исследовать и оценивать при помощи графика, названного характеристикой переключения передач. Эта характеристика представляет собой тяговую характеристику машины с нанесенными на нее линиями, определяющими моменты переключения передач. Попытаемся определить идеальную в отношении тягово-скоростных свойств и топливно-экономических качеств машины характеристику переключения передач. Для примера рассмотрим коробку передач, работающую с гидротрансформатором, но сказанное будет относиться и к коробкам, работающим с гидромуфтой и автоматическим сцеплением. Примем, что сила тяги при разгоне автомобиля равна силе тяги при равномерном движении, хотя на самом деле она меньше, т. к. энергия дополнительно тратится на разгон вращающихся масс.

Построим рядом с тяговой характеристикой кривую часового расхода топлива для движения машины с максимальным углом открытия дроссельной заслонки на второй передаче и кривую расхода топлива Q_t для тех же значений силы тяги на первой передаче (рис. 3.5).

По точке B' пересечения кривых Q_t найдем точку B на тяговой характеристике. Далее получим кривую часового расхода Q_t , соответствующего получению некоторой постоянной силы тяги P_m' на первой и второй передачах. По точке K' пересечения этих кривых можно определить точку K на заданной силе тяги P_m' . Несколько таких точек, вычисленных для других значений силы тяги, определяют кривую aB .

Влево от этой кривой движение транспортной машины в любых заданных условиях P_m и V осуществляется с меньшим расходом топлива Q_t , а следовательно, и Q_s (л/км) на первой передаче, а вправо – на второй передаче.

Для получения наилучших тяговых и топливно-экономических качеств машины автоматическая система управления должна переключать передачи в соответствии с кривой aB .

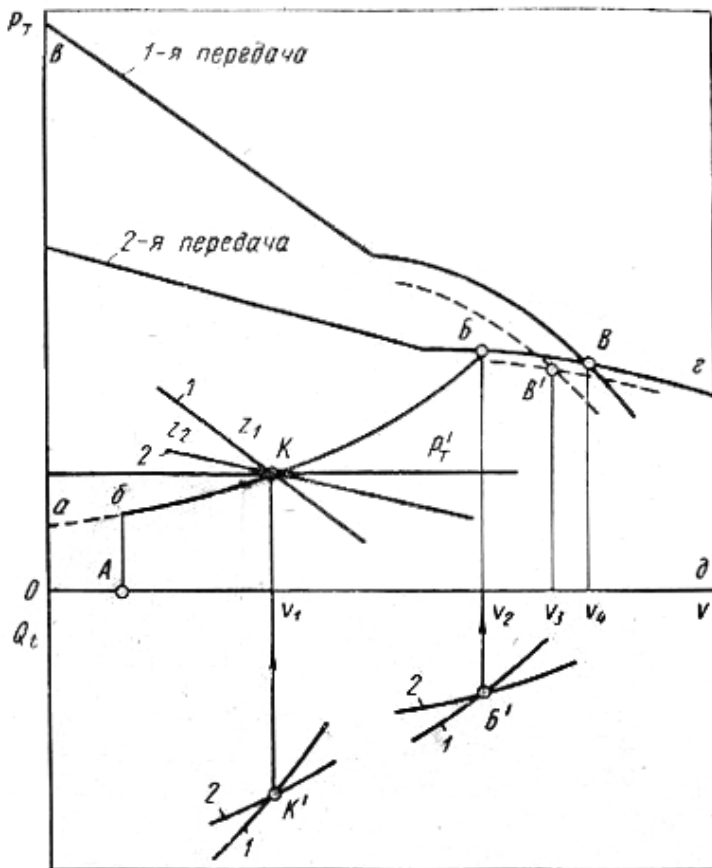


Рис. 3.5. Построение оптимального закона переключения передач

На участке БВ эта кривая проходит по кривой силы тяги на второй передаче при максимальном угле открытия дроссельной заслонки. Переключение с первой передачи на вторую по кривой аБВ проходит при Z_{\max} и V_4 , при Z_1 и V_1 ($z = \alpha$). Обратные переключения происходят при Z_{\max} и V_4 , при Z_2 и V_1 . При осуществлении переключений по кривой аБВ используется вся область силы тяги и в каждый момент движения включена та передача, на которой расход топлива минимален. В соответствии с кривой аБВ движение транспортной машины начинается на второй передаче, причем небольшое увеличение открытия дроссельной заслонки вызывает переключение на первую передачу. Чтобы устранить это лишнее переключение и

трогаться с места на первой передаче, система должна выполнять переключение в соответствии с кривой АББВ.

На основании кривой АББВ и кривых силы тяги P_T , построенных для различных постоянных углов Z открытия дроссельной заслонки, находят закон переключения передач, т. е. зависимость $Z = f(V)$, являющуюся программой системы АУКП.

Кривая АББВ характеризует переключение с первой на вторую передачу, кривая АБ'Б'В – со второй на первую.

Нужно понимать следующее. В процессе переключения передач (рис. 3.6) водитель сохраняет постоянным угол Z открытия дроссельной заслонки. Поэтому сила тяги до переключения передач не равна силе тяги после переключения. Чтобы сохранить равенство силы тяги до и после переключения, т. е. обеспечить при ступенчатой коробке передач бесступенчатое изменение силы тяги, автоматическая система должна в процессе переключения передач изменять угол открытия дроссельной заслонки. В частности, при переключениях с первой передачи на вторую в точке К автоматическая система должна изменять угол с Z_1 до Z_2 . При обратных переключениях угол должен изменяться с Z_2 до Z_1 .

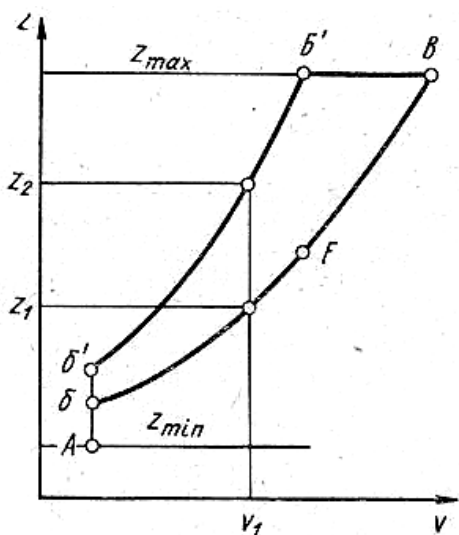


Рис. 3.6. Зависимость изменения углов открытия дроссельной заслонки от скорости автомобиля при переключении передач

Необходимую величину изменения угла Z при каждом переключении можно найти по закону переключения передач (рис. 3.6). Автоматическое изменение угла Z приводит к существенному усложнению системы автоматического управления. Поэтому иногда можно отказаться от автоматического изменения угла открытия дроссельной заслонки в процессе переключения передач, предоставив водителю самому сохранять заданную силу тяги после перехода с первой передачи на вторую увеличением нажатия на педаль дроссельной заслонки.

При разгоне машины сила тяги на ее колесах по сравнению с установившимся движением уменьшается из-за энергии, затрачиваемой на разгон вращающихся масс. Причем на первой передаче двигатель разгоняется более интенсивно и сила тяги уменьшается значительно, чем на второй передаче, т. е. если обратиться к тяговой характеристике, то увидим, что при разгоне при Z_{max} переключение следует выполнять при скорости V_3 , а не V_4 (рис. 3.5). Таким образом, закон переключения для движения, близкого к равномерному, и для разгона должен быть различным. (При строго установившемся режиме движения автомобиля переключения передач не происходят.)

Отметим одно важное обстоятельство, связанное с процессом переключения передач. При движении автомобиля, когда Z и V близки к значениям, лежащим на кривой АББВ переключений передач, небольшое увеличение или уменьшение скорости автомобиля приведет к неоправданным переключениям передач. Чтобы устранить эти лишние переключения, вызывающие повышенный износ фрикционных элементов управления, следует при заданном угле Z осуществлять переключения с первой передачи на вторую при более высокой скорости движения автомобиля, а со второй на первую – при том же угле Z и меньшей скорости. Другими словами, кривую, определяющую переход с первой передачи на вторую, следует сместить вправо относительно идеальной кривой АББВ, а кривую, определяющую переход со второй передачи на первую, – влево от идеальной кривой (рис. 3.7).

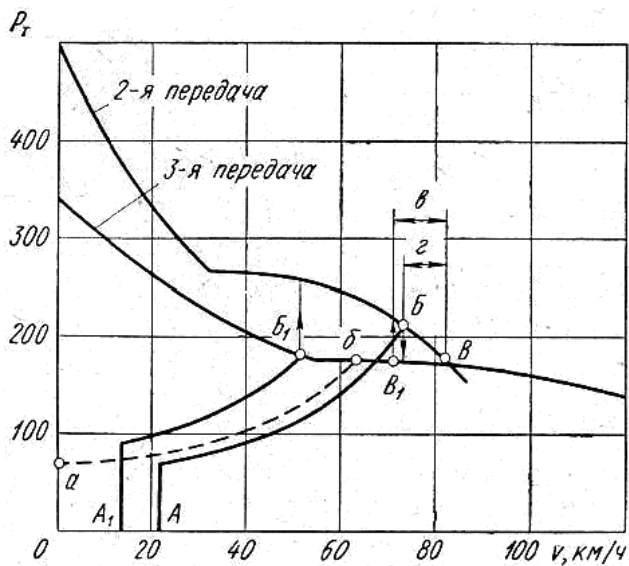


Рис. 3.7. Закон переключения передач с учетом области их перекрытия

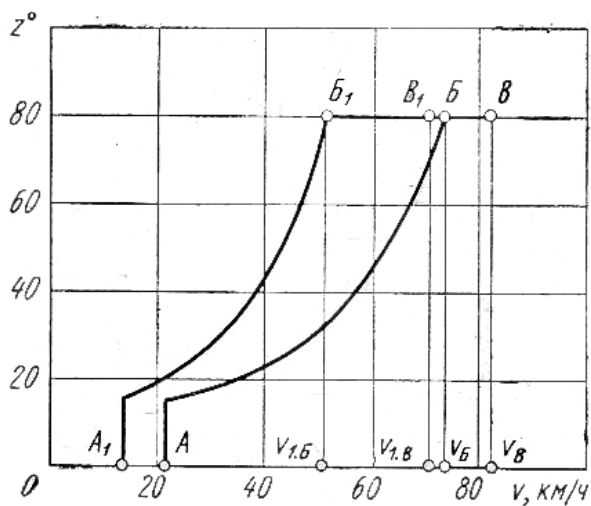


Рис. 3.8. Зависимость изменения углов открытия дроссельной заслонки от скорости автомобиля при переключении передач с учетом области их перекрытия

Сказанное относится и к другим передачам. В результате смещения кривых на тяговой характеристике автомобиля образуется область перекрытия передач, в которой движение автомобиля возможно на второй и третьей передачах. Осуществление переключений в соответствии с новыми кривыми, отличающимися от идеальной кривой, не приводит к заметному увеличению расхода топлива. Чем больше эта область, тем меньше число переключений выполняет автоматическая система управления, а следовательно, тем меньше износ фрикционных элементов и реже скачкообразно меняется сила тяги после переключения передач. Наиболее целесообразную область перекрытия передач находят на основании экспериментальных исследований и обобщения имеющегося опыта. С целью снижения частоты вращения двигателя, его износа, шума кривая АБ ближе расположена к идеальной кривой, чем кривая A_1B_1 . Если теперь по точкам пересечения кривых A_1B_1 и АБ с кривыми силы тяги и при различных углах открытия ДЗ построить закон, определяющий моменты переключения передач, то его вид будет таким, как на рис. 3.8.

3.4. Системы автоматического переключения передач

Назначение АКП состоит в том, чтобы включать и выключать фрикционные элементы управления в соответствии с заданным законом переключения передач и обеспечить определенную плавность переключений.

Наибольшее распространение получили автоматические системы, состоящие из гидравлических механизмов. Рассмотрим принципиальную схему гидравлической системы управления, используемой со многими гидромеханическими передачами. Приборы, обеспечивающие плавное переключение передач, на рис. 3.9 не показаны, о них речь пойдет позднее.

Система управляет двумя передачами. Питание системы маслом осуществляется шестеренчатым насосом z , вращающимся от коленчатого вала двигателя. Давление масла, создаваемое насосом, регулируется переливным клапаном 3. Насос имеет запас по производительности, излишек масла от переливного клапана поступает на слив. Часто в системе применяют два насоса: один приводится

в движение от коленчатого вала, а второй – от вторичного вала коробки передач. Первый насос питает систему при работе двигателя на холостом ходу и с малой частотой вращения. При увеличении скорости движения автомобиля V_0 первый насос отключается специальным клапаном и систему питает второй насос.

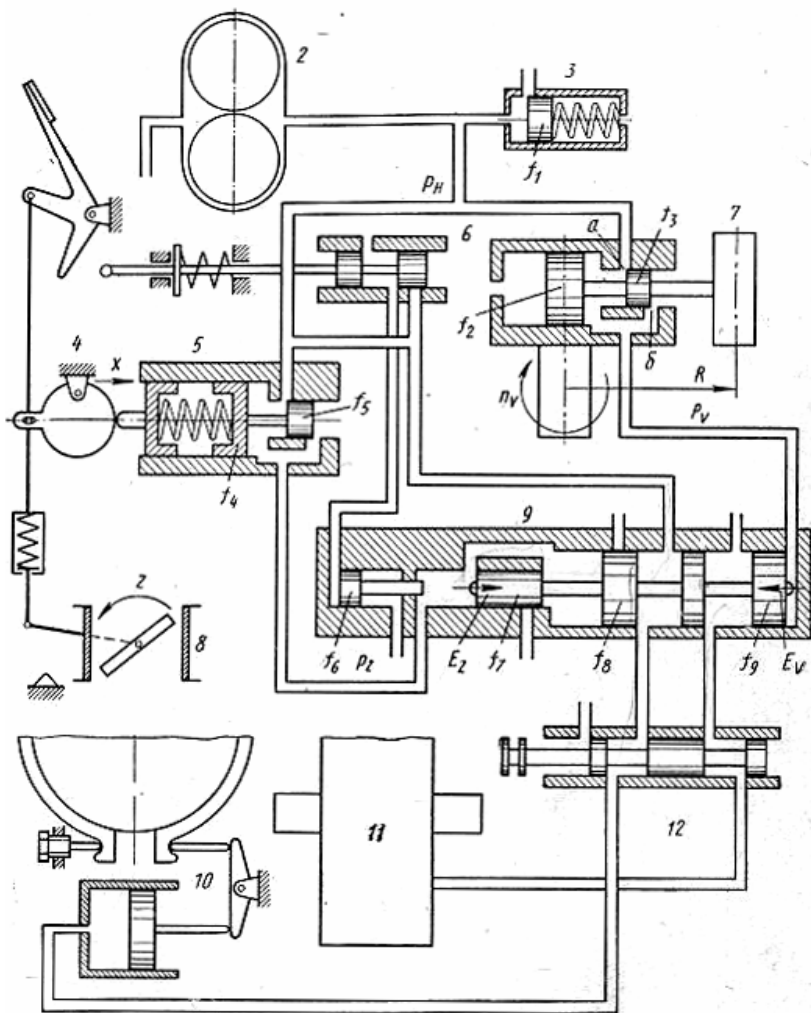


Рис. 3.9. Схема автоматического переключения передач

Система управления состоит из регулятора 7 скоростного воздействия, регулятора 5 силового воздействия и переключателя передач 9. Регулятор скоростного воздействия меняет давление масла в зависимости от V_a , и он приводится в действие от вторичного вала коробки передач. В корпусе регулятора есть золотник, на котором укреплен груз. Центробежная сила этого груза уравнивается силой регулируемого давления масла, действующего на золотник. При повышении числа оборотов регулятора и центробежной силы несколько увеличивается входное дросселирующее отверстие a и уменьшается дросселирующее отверстие b , соединенное со сливом. Давление возрастает, и восстанавливается новое равновесное состояние между силой давления жидкости и центробежной силой груза.

При уменьшении частоты вращения регулятора равновесное (новое) состояние наступает при меньшем регулируемом давлении, т. е. регулируемое давление P_v является функцией скорости автомобиля. Регулятор силового воздействия меняет давление масла в зависимости от угла Z открытия ДЗ. При увеличении нажатия на педаль увеличивается угол Z и кулачок 4 сжимает пружину регулятора. Сила пружины уравнивается силой регулируемого давления жидкости, действующей на золотник. При увеличении Z возрастает давление P_z . От регуляторов силового и скоростного воздействия жидкость под давлением поступает к переключателю передач 9, который через клапан 12 ручного управления соединяет бустер ленточного тормоза 10 и цилиндр сцепления 11 с магистралью высокого давления или со сливом, обеспечивая включение 1 или 2 передачи. Управление осуществляется планетарной передачей, рассмотренной нами ранее (см. рис. 3.1). Схема показана в положении включенной первой передачи, при которой жидкость под давлением подается к бустеру ленточного тормоза, а цилиндр сцепления соединен со сливом.

На золотник переключателя действуют две силы: первую создает давление P_v регулятора скоростного воздействия, действующее на торцевую поверхность правого пояска золотника, а вторую — давление P_z , действующее на торцевую поверхность двух левых поясков золотника.

Рассмотрим работу переключателя при разгоне автомобиля с постоянным углом Z открытия ДЗ и, следовательно, при посто-

янном давлении P_z . С увеличением скорости движения автомобиля возрастает давление P_v . При определенной скорости сила E_v , действующая на золотник справа, превысит силу E_z , действующую на золотник слева, в результате чего золотник переместится в крайнее левое положение, обеспечивая включение второй передачи. При этом положении золотника бустер ленточного тормоза соединен со сливом, а к цилиндру сцепления подводится под давлением масло. При большем угле Z и, следовательно, давлении P_z , переключение с 1 на 2 передачу произойдет при более высокой скорости автомобиля, когда давление P_v превысит возросшее давление P_z . Таким образом, автоматическая система переключает передачи в зависимости от двух параметров – Z и V_0 .

Если при движении на передаче 1 водитель уменьшит открытие дроссельной заслонки, это приведет к уменьшению давления P_z и силы E_z , что также вызовет переключение на передачу 2.

После переключения с 1 на 2 передачу и перемещения золотника переключателя в крайнее левое положение давление P_z будет действовать только на торцевую поверхность крайнего левого пояса золотника. Поэтому при заданном угле Z обратное переключение со второй передачи на первую произойдет при меньшей скорости движения машины, чем переключение с 1 на 2 передачу при том же угле Z . Этим обеспечивается область перекрытия передач на характеристике переключения передач машины.

При перемещении золотника клапана 12 ручного управления влево бустер тормоза и цилиндр сцепления соединяются со сливом, в результате чего устанавливается нейтральное положение коробки передач, необходимое для прогрева двигателя, для буксировки неисправного автомобиля.

3.5. Выбор закона регулирования момента трения фрикционных элементов

Схема системы «двигатель – трансмиссия – инерционная масса автомобиля» показана на рис. 3.10.

Система АКП будет работать удовлетворительно, если передачи переключаются плавно.

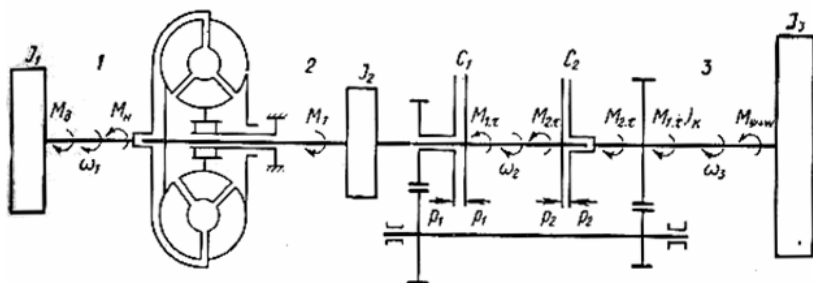


Рис. 3.10. Эквивалентная механическая система автомобиля

Переключение с первой передачи на вторую осуществляется за счет выключения сцепления C_1 и включения сцепления C_2 . При этом от коленчатого вала 1 двигателя, работающего с постоянным углом Z открытия дроссельной заслонки, к ведущему валу 2 коробки передач через гидротрансформатор поступает крутящий момент M_{1r} . При включенной первой передаче угловая скорость ω_2 вала 2 больше угловой скорости ω_3 вала 3 на передаточное число коробки передач. В процессе переключения передач угловая скорость ω_2 снижается до угловой скорости ω_3 , а при наличии прозрачного гидротрансформатора происходит уменьшение угловой скорости ω_1 коленчатого вала двигателя. Изменение угловых скоростей ω_1 и ω_2 влечет за собой изменение кинетической энергии маховой массы I_1 (двигатель + насосное колесо гидротрансформатора) и маховой массы I_2 (турбинное колесо гидротрансформатора и коробка передач). Кинетическая энергия этих масс частично тратится на работу буксовых сцеплений, а частично передается валу 3, увеличивая кинетическую энергию маховой массы I_3 . Увеличение кинетической энергии этой массы сопровождается небольшим кратковременным увеличением угловой скорости ω_3 и скорости движения машины. Все это способно вызвать рывок автомобиля.

Существует несколько способов регулирования моментов трения M_{1r} и M_{2r} сцеплений C_1 и C_2 . Предположим, что сцепление C_1 выключают мгновенно, а момент трения M_{2r} сцепления C_2 регулируют во времени и постепенно увеличивают от 0 до максимальной величины. В первый момент включения сцепления C_2 , когда $M_{2r} > M_{1r}$, будут резко возрасть угловые скорости ω_1 и ω_2 и кинети-

ческие энергии масс I_1 и I_2 . При дальнейшем увеличении M_{2r} , когда $M_{2r} > M_T$, угловые скорости ω_1 и ω_2 будут уменьшаться и значительная часть кинетической энергии поступит к буксующему сцеплению.

В этот период быстрый темп нарастания M_{2r} до M_{2rmax} вызовет резкий рывок машины. Медленный же момент нарастания M_{2r} приведет к большой работе буксования сцепления, поскольку к буксующему сцеплению поступает не только инерционный момент, но и крутящий момент M_T от турбины гидротрансформатора, работа которого возрастает с течением времени.

По этим причинам регулирование момента трения сцепления во времени от 0 до максимума непригодно для осуществления управления коробкой передач. В современных системах используется способ управления фрикционными элементами, при котором сцепление C_2 начинает включаться раньше, чем выключается сцепление C_1 (или механизм высшей передачи начинает включаться раньше, чем выключается механизм низшей передачи). В результате этого образуется перекрытие передач, когда включены высшая и низшая передачи, которое позволяет сохранить нагрузку двигателя и предотвратить увеличение его угловой скорости.

Объясним, что мгновенно включать фрикционные элементы и увеличить момент трения до заданного значения M_{2r} практически невозможно. Процесс включения состоит из нескольких этапов: заполнения объема магистрали, по которой жидкость от насоса направляется к цилиндру фрикционного механизма; заполнения объема цилиндра и повышения давления при неподвижном поршне; свободного хода поршня до соприкосновения трущихся поверхностей фрикционного элемента. За время указанных этапов включения сцепления двигатель оказывается ненагруженным и резко возрастают угловые скорости ω_1 и ω_2 .

Для получения оптимального процесса переключения передач с их перекрытием необходимо по заранее установленному закону в зависимости от времени изменять моменты трения выключаемого и включаемого фрикционных механизмов.

Построим характеристику переходного процесса переключения передач при допущении, что момент на турбине гидротрансформатора и скорость движения машины постоянны.

Нажимное усилие P_2 сцепления C_2 растет линейно с момента времени, определяемого точкой A . При этом нажимное усилие P_1 сцепления C_1 до точки B остается постоянным, после чего мгновенно снижается до нуля и сцепление выключается. В период времени от точки A до точки B включены оба сцепления, что обеспечивает перекрытие переключаемых передач.

Момент трения M_{2i} буксующего сцепления C_2 увеличивается пропорционально усилию P_2 . Передаваемый небуксующим сцеплением C_1 момент $M_{1i} = M_T - M_{2i}$ при принятом постоянном моменте M_T и возрастающем моменте M_{2i} уменьшается. На участке AB мощность от вала 2 к валу 3 (рис. 3.11) передается двумя параллельными потоками через сцепления C_1 и C_2 . На валу 3 суммарный крутящий момент $M_3 = M_{2i} + M_{1i} i_k$ из-за уменьшения момента M_{1i} уменьшается. При $M_{1i} = 0$ (точка B) момент $M_3 = M_{2i}$. Далее момент M_3 возрастает в результате увеличения момента M_{2i} , и, достигнув определенной заданной величины (точка B), момент M_3 сохраняется постоянным и равным $M_{2i\max}$. При этом продолжается буксование сцепления C_2 (до точки Γ), после чего момент M_3 снижается до значения M_T .

Угловая скорость ω_2 вала 2 снижается с момента выключения сцепления C_1 , и ее уменьшение продолжается до конца буксования сцепления C_2 . Угловая скорость ω_3 вала 3 из-за большого момента инерции I_3 , как отмечалось, принята постоянной.

На основании зависимостей изменения моментов и угловых скоростей можно построить кривые изменения мощности на ведущем и ведомом элементах сцепления C_1 . Заштрихованная площадь (рис. 3.11) между кривыми этих мощностей представляет собой работу буксования.

При переключении передач со второй на первую необходимо выключить сцепление C_2 и включить сцепление C_1 . После переключения передач частота вращения вала двигателя увеличивается на передаточное число коробки передач. Если после выключения сцепления C_2 включить сцепление C_1 с запаздыванием, при котором угловая скорость ведомого элемента сцепления C_1 достигнет угловой скорости его ведущего элемента, то включение сцепления C_1 произойдет без пробуксовывания и не возникнет скачок момента на ведомом валу коробки передач.

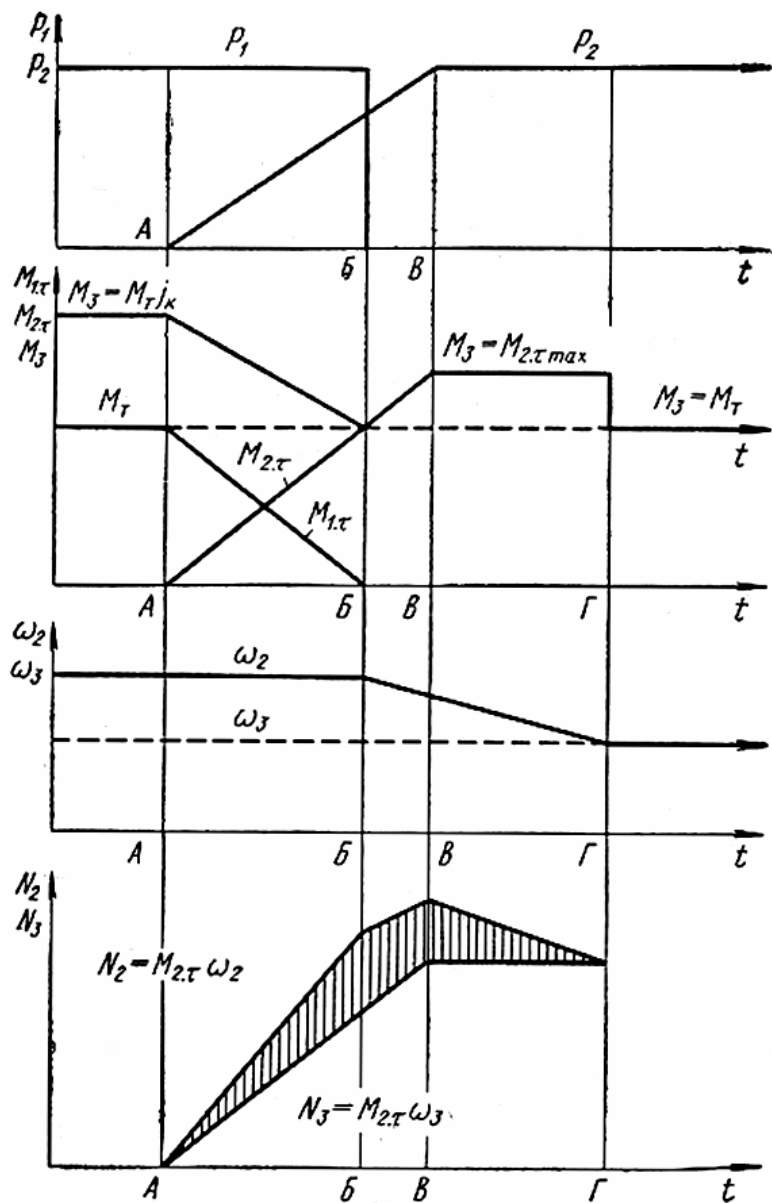


Рис. 3.11. Характеристика переходного процесса переключения передач

3.6. Коробка передач DSG автомобиля с двухпоточным сцеплением

Коробка передач с двухпоточным сцеплением предлагает водителю максимальный комфорт и удобство в обслуживании при незначительном увеличении расхода топлива.

Этот тип коробок передач в настоящее время занимает лидирующую позицию в ряду коробок передач со скользящими шестернями и объединяет в себе преимущества механической ступенчатой коробки передач с преимуществами современной ступенчатой автоматической коробки.

С одной стороны, DSG имеет КПД и динамику механической ступенчатой коробки передач, а с другой — обеспечивая переключение передач без рывков и без прерывания силового потока, предлагает уровень комфорта современной ступенчатой автоматической коробки передач.

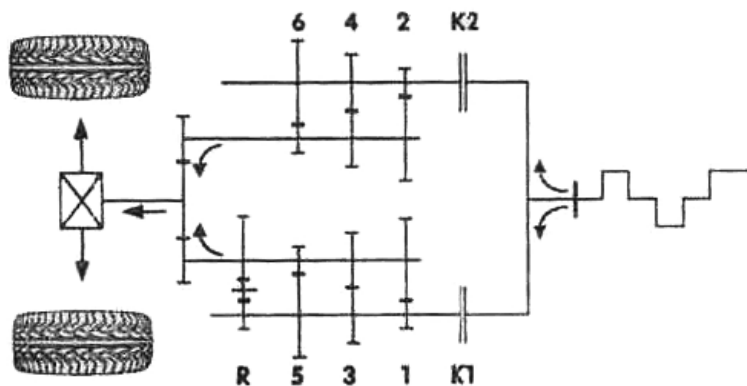


Рис. 3.12. Схема коробки передач с двухпоточным сцеплением

Коробка передач DSG состоит из двух отдельных ступенчатых коробок в едином корпусе, каждая из которых обслуживается своим собственным сцеплением. В то время как одна коробка включает четные передачи, другая отвечает за нечетные. В качестве сцеплений, включаемых при трогании автомобиля с места, используются «мокрые» (работающие в масле), так как по сравнению с «сухими» они выдерживают бльшие термические нагрузки и

лучше поддаются регулировке. Сцепления и вилки переключения передач приводятся в действие электрогидравлически по сигналу интегрированного в коробку передач блока управления. Так как сцепления в нейтральном положении в целях безопасности выключены, коробка передач с двухпоточным сцеплением требует наличия специального механизма, запирающего трансмиссию автомобиля на стоянке, с приводом через тросовую тягу.

Конструкция коробок передач с двухпоточным сцеплением позволяет одновременное включение двух передач. В то время как одна из них включена активно, в другой коробке предварительно при включенном сцеплении включается ближайшая необходимая передача. В момент переключения передач сцепление активной передачи выключается и одновременно включается другое. Благодаря определенному перекрытию (одновременному включению) при выключении и включении обоих сцеплений переключение передачи происходит под нагрузкой, без прерывания силового потока. Весь процесс переключения у DSG занимает 30–40 мс. Быстрый процесс переключения создает у водителя чувство прямого переключения передачи, даже несмотря на то, что электроника кратковременно и практически незаметно для водителя понижает мощность двигателя в момент плавного переключения с одного сцепления на другое. Выбор нужной передачи может осуществляться или электроникой, или вручную. Так как каждая передача в DSG имеет свой механизм переключения, возможно также переключение с четной на четную или с нечетной на нечетную передачи без прерывания силового потока. Таким образом, с коробкой передач DSG можно быстро переключиться, например, с 6 на 2 передачу, чего до сих пор не позволяла никакая другая автоматическая коробка.

Коробка передач DSG имеет понижающую передачу, которая облегчает маневрирование. Если включаются тормоза, момент на сцеплении регулируется на самое нижнее значение, чтобы уменьшить расход топлива и уровень шума.

До скорости 200 км/ч сцепление регулируется таким образом, что пробуксовывание сцепления минимальное – 10 об/мин. Это так называемое микропробуксовывание, с одной стороны, должно улучшить регулировочную характеристику сцепления, с другой – позво-

ляет согласовывать регулировку сцепления с меняющейся величиной трения его накладок. Величина трения изменяется в зависимости от качества материала, износа и при различной температуре.

Контрольные вопросы

1. В чем заключаются задачи систем автоматического управления коробками передач?
2. Объясните выбор оптимального закона переключения передач.
3. Для чего необходимо перекрытие передач в коробке передач?
4. Каков принцип работы систем автоматического переключения передач?
5. Объясните работу фрикционных элементов при переключении передач.
6. Охарактеризуйте принцип работы коробки передач с двухпоточным сцеплением.

4. СИСТЕМЫ БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии осуществляется применением особых видов передач — бесступенчатых, которые обеспечивают непрерывное изменение величины силового (отношение моментов) и кинематического (соотношение частоты вращения) передаточных чисел трансмиссии, при этом достигается идеальный характер протекания тяговой характеристики автомобиля в зависимости от преодолеваемых сопротивлений движению автомобиля.

Это передача, позволяющая менять на ведущих колесах крутящий момент и частоту вращения колес так, что с увеличением скорости автомобиля сила тяги на его колесах уменьшается и наоборот. Мощность двигателя при этом может оставаться постоянной.

Преимущества применения бесступенчатых передач:

- облегчение управления автомобилем и обеспечение безопасности движения;
- обеспечение высоких тягово-скоростных показателей;
- уменьшение динамических нагрузок в трансмиссии;
- улучшение проходимости автомобиля;
- торможение автомобиля на всех режимах движения.

Недостатки:

- сложность конструкции и большая стоимость изготовления;
- более низкий, чем у других передач, КПД (0,85–0,87).

4.1. Закон изменения передаточных чисел

Одной из основных задач водителя при управлении автомобилем является регулирование скорости движения V_a , которую он избирает по своему усмотрению в зависимости от дорожных условий. Известно, что изменение V_a осуществляется регулированием мощности двигателя. Рассмотрим зависимости мощности, необходимой для движения автомобиля в различных дорожных условиях, от скорости и скоростной характеристики двигателя.

Известно, что V_a , передаточное число трансмиссии, i_{mp} и частота вращения коленчатого вала двигателя ω_e $\omega_e \approx \frac{Pe}{30}$ связаны зависимостью

$$V_a = \frac{\omega_e r_k}{i_{mp}} = \frac{A \omega_e}{i_{mp}}, \quad (4.1)$$

где r_k – радиус качения колеса.

Из графика (рис. 4.1) видно, что при постоянном передаточном числе трансмиссии, $i_{mp} = \text{const}$, движение по дороге с ψ_1 со скоростью V_1 возможно лишь при условии, что двигатель работает с частотой вращения

$$\omega_1 = \frac{V \alpha'_{mp}}{A}.$$

То есть работает с единственно возможным при этих условиях α_4 открытия дроссельной заслонки. Чтобы при тех же условиях увеличить скорость до V_2 или при возросшем сопротивлении движению ψ_2 сохранить ее прежней, необходимо увеличить угол открытия заслонки до α_3 и α_1 соответственно.

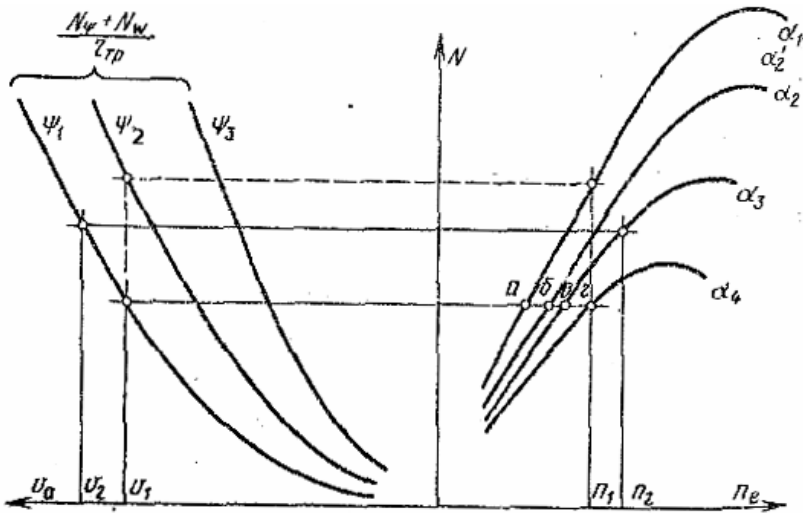


Рис. 4.1. К определению кинематической связи между валом двигателя и ведущими колесами автомобиля

По этому принципу осуществляется регулирование скорости автомобилей, снабженных ступенчатой коробкой передач, когда соотношение между параметрами двигателя и ведущих колес постоянны.

Это неизбежно ведет к нерациональному использованию двигателя на многих режимах движения автомобиля и в итоге к понижению его тяговых свойств и топливной экономичности.

Из представленных зависимостей видно, что если между ведущими колесами автомобиля (V_a) и валом двигателя (ω_e) имеется бесступенчатая кинематическая связь, то движение автомобиля с определенной скоростью, например V_1 , возможно при различных положениях дроссельной заслонки, зависящих от заданных значений i_{mp} . Таким образом, бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии автомобиля открывает возможности для оптимального использования его двигателя.

В соответствии с этим непосредственной задачей регулирования бесступенчатой трансмиссии является осуществление такого закона изменения передаточных отношений (регуляторная характеристика трансмиссии), при котором двигатель нагружается по заранее выбранному закону (трансформаторная характеристика двигателя).

Трансформаторная характеристика. В настоящее время установлено, что регуляторная характеристика бесступенчатой трансмиссии должна при полном нажатии на педаль управления обеспечить нагружение двигателя по внешней скоростной характеристике, а при промежуточных положениях педали, когда от двигателя не требуется максимальной мощности, — по характеристике минимальных расходов топлива. То есть по такой зависимости мощности двигателя N_e от числа его оборотов ω_e , по которой каждому значению мощности соответствует минимальный для этой мощности часовой расход топлива Q_t .

Характеристика минимального расхода топлива строится так. Используя зависимости $N_e = f(\omega_e)$ и $Q_t = \psi(\omega_e)$, полученные экспериментально для различных углов α открытия дроссельной заслонки (рис. 4.2), устанавливаются и строят зависимости часового расхода топлива от числа оборотов для ряда постоянных значений мощности (рис. 4.3).

Затем по этому графику определяют минимальный расход топлива, соответствующий принятым значениям мощности (точки 1, 2, 3...) и строят зависимость $N_{ек} = f(\omega_e)$, т. е. характеристику минимального расхода топлива (линия БВ, график б).

Известно, что работа двигателя при любой характеристике ограничивается минимальным числом оборотов n_{min} устойчивой работы. При наличии бесступенчатой трансмиссии для движения автомобиля с устойчивыми малыми скоростями должна быть обеспечена возможность его работы на режиме $h_e = h_{min} = const$. Таким образом, окончательно трансформаторная характеристика двигателя приобретает вид ломаной линии АБВ.

Очевидно, для того чтобы двигатель нагружался по задней трансформаторной характеристике, нужно одновременное и согласованное изменение передаточных чисел трансмиссии i_{TP} и угла открытия дроссельной заслонки α_1 (график в).

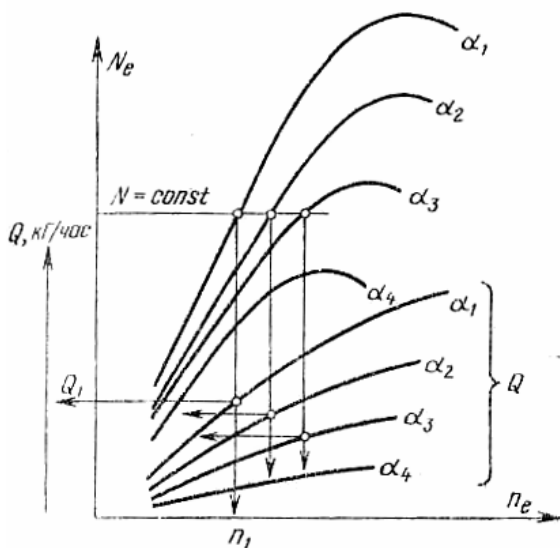


Рис. 4.2. Характеристики, исходные для построения характеристики минимальных расходов топлива

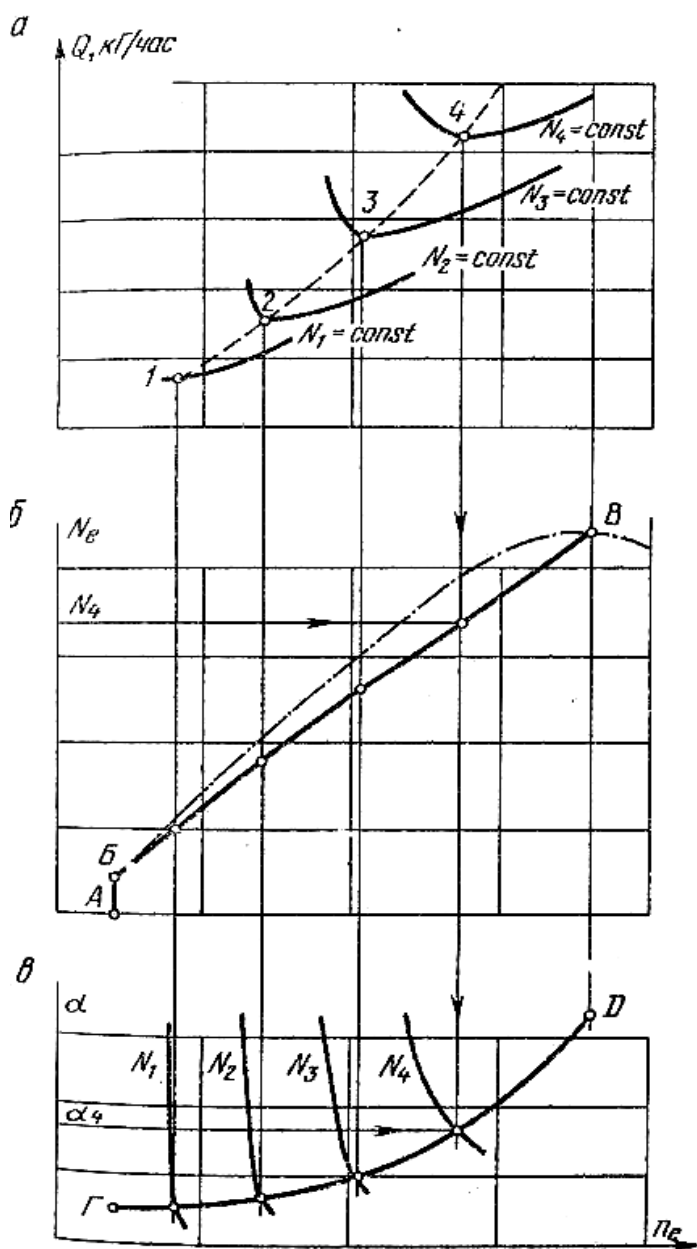


Рис. 4.3. Трансформаторная характеристика двигателя

Регуляторная характеристика. Для ряда постоянных значений коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ зададим текущие значения скорости V_a автомобиля и определим соответствующие им величины мощности двигателя, необходимые для движения автомобиля:

$$N = \frac{\left(G_a \cdot \psi \cdot V_a + C_X \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{V^3}{2} \right)}{\eta_{ГР}}. \quad (4.2)$$

Затем по трансформаторной характеристике определим обороты двигателя, соответствующие каждому из полученных значений мощности, и подсчитаем передаточные числа трансмиссии, соответствующие принятым значениям скорости и полученным значениям оборотов двигателя:

$$i_{mP} = A \frac{\omega_e}{V_a}. \quad (4.3)$$

Результаты этих действий последовательно сведем в таблицу следующего вида:

Ψ_1	V_a	V_1	V_2	$V_3 \dots$
	N_e	N_1	N_2	$N_3 \dots$
	ω_e	ω_1	ω_2	$\omega_3 \dots$
	i_{mP}	i_1	i_2	$i_3 \dots$

По содержанию первой и последней строк таблицы построим зависимость $i_{mP} = f(V_a)$ для каждого значения ψ (рис. 4.4,з). Полученный график показывает, каковы должны быть i_{mP} , чтобы при движении автомобиля в заданных условиях (ψ , V_a) его двигатель работал (нагружался) по характеристике минимального расхода топлива. Вся совокупная возможность передаточных чисел бесступенчатой трансмиссии ограничена на графике областью АБВГД, верхняя и нижняя границы которой соответствуют i_{max} и i_{min} , а левая и правая – это работа двигателя на режимах соответственно $\omega_{min} = const$ и $\omega_{max} = const$.

Теперь очевидно, что в отличие от обычного способа регулирования скорости автомобиля – изменением угла открытия дроссельной заслонки – при наличии бесступенчатой передачи регулирование скорости должно осуществляться изменением передаточного

числа трансмиссии $i_{тр}$. В соответствии с этим естественно предположить, что педаль управления должна быть в таком случае непосредственно связана с органом управления трансмиссией так, чтобы каждому положению педали соответствовало определенное $i_{тр}$. Однако, как показали исследования, при непосредственном воздействии водителя на орган управления трансмиссией его работа постоянно осложняется заботой о сохранении устойчивого движения автомобиля. Поясним сказанное примером. Для движения автомобиля с постоянной скоростью V_1 по дороге с ψ_1 (точка a) необходимо иметь $i_{тр1}$. Используя трансформаторную характеристику, построим для этих условий график тягового баланса автомобиля (рис. 4.5).

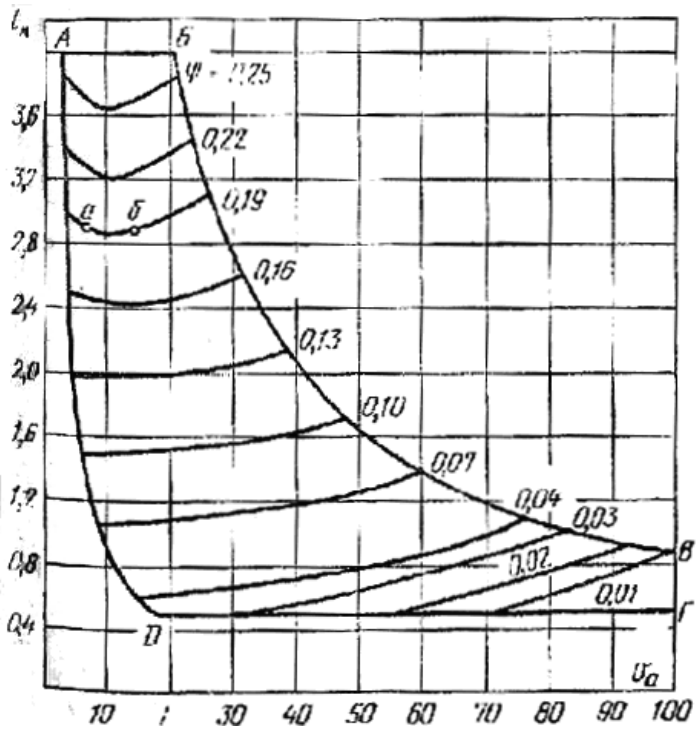


Рис. 4.4. Регуляторная характеристика трансмиссии

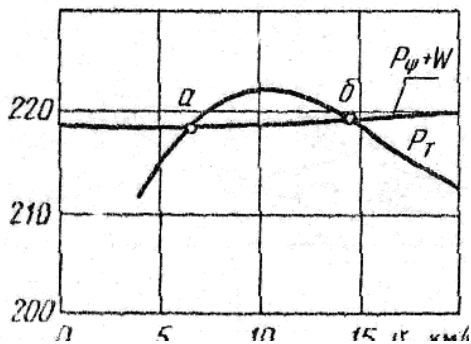


Рис. 4.5. График тягового баланса автомобиля при движении на дороге с большим коэффициентом сопротивления

График показывает, что в рассматриваемом случае движение автомобиля неустойчиво (при незначительном уменьшении скорости возникнет дефицит тяговой силы и автомобиль остановится). На дорогах с небольшим ψ , например $\psi = 0,04$, движение малоустойчиво. Величина восстанавливающей силы ΔP при уменьшении скорости на ΔV незначительна (рис. 4.6).

Очевидно, что для обеспечения устойчивого движения автомобиля при работе двигателя по характеристике минимального расхода топлива необходимо при падении скорости автомобиля увеличивать передаточное число трансмиссии. Чтобы освободить водителя от постоянной заботы об этом, предложена автоматическая корректировка i_{TP} , схема которой показана ниже.

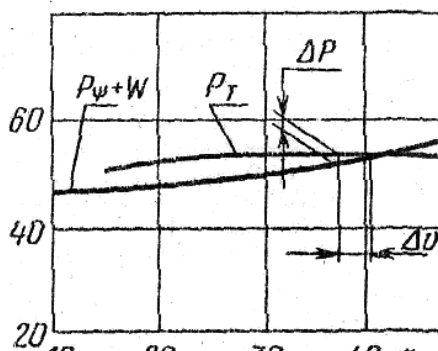


Рис. 4.6. График тягового баланса автомобиля при движении на дороге с небольшим коэффициентом сопротивления

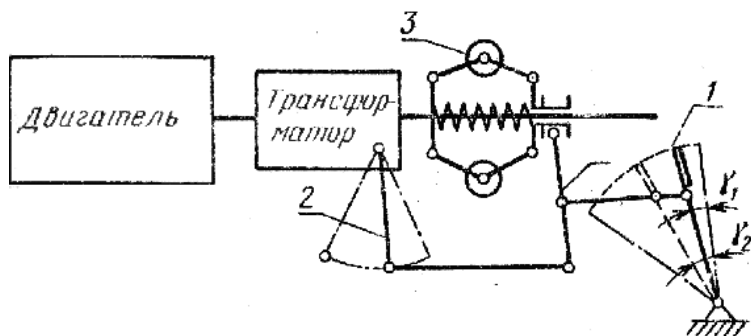


Рис. 4.7. Схема автоматической корректировки передаточного числа бесступенчатой передачи

Схема автоматической корректировки i_{TP} предусматривает дифференциальную связь между педалью управления 1 и органом управления трансмиссией 2, автоматически корректируемую центробежным регулятором 3. Таким образом, каждому положению педали 1 соответствует не одно, а ряд положений рычага 2, т. е. ряд i_{TP} . Рассмотрим действие этого механизма. Предположим, что педаль управления повернута на угол γ_1 , автомобиль движется с постоянной скоростью V_1 по дороге с ψ_1 , а передаточное число равно i_1 . На фрагменте регуляторной характеристики и соответствующем ему графике тягового баланса это состояние движения автомобиля соответствует точке *a*.

Если из-за чего-то скорость автомобиля снижается, автоматический регулятор увеличит i_{TP} по центробежной характеристике, соответствующей углу γ_1 , а следовательно, адекватно возрастет и тяговая сила. То есть возможность неустойчивого движения автомобиля исключается. Если необходимо увеличить скорость движения, например до V_2 , то для этого достаточно увеличить угол наклона педали до γ_2 . Из графиков на рис. 4.8 видно, что сначала i_{TP} возрастет с i_{TP1} до i_{TP2} (точка б), а тяговая сила с P_{T1} до P_{T2} , затем благодаря избытку тяговой силы начнется разгон автомобиля, в процессе которого центробежный регулятор станет уменьшать i_{TP} . При скорости V_2 вновь установится равновесие.

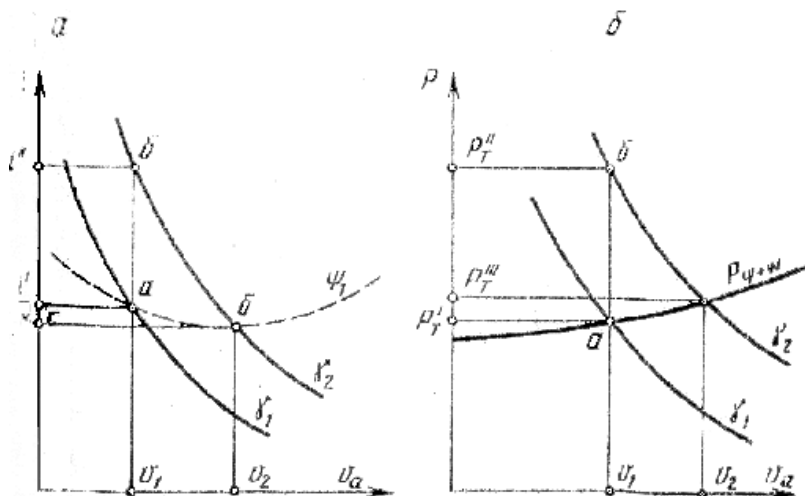


Рис. 4.8. Фрагменты регуляторной (а) и тяговой (б) характеристик

4.2. Виды бесступенчатых передач (классификация)



4.2.1. Гидротрансформатор

Это устройство, в котором передача механической энергии с ведущего вала на ведомый осуществляется за счет гидродинамического напора рабочей жидкости ($W_{кин} = V_{ж}^2 / 2g$), циркулирующей в замкнутом контуре лопастных колес.

Гидротрансформатор (ГТ) (рис. 4.9) состоит из лопастных колес: насосного (1), турбинного (2) и неподвижного колеса – реактора (3). Колеса окружены кожухом. Вся внутренняя полость заполнена жидкостью (минеральным маслом). При работающем двигателе воздействие лопастей насосного колеса на жидкость заставляет ее не только вращаться вместе с ним, но и перемещаться вдоль лопастей под влиянием центробежных сил. Скорость жидкости при этом

снижается, затем она переходит к лопастям реактора, откуда возвращается к лопастям насосного колеса — образуется замкнутый круг циркуляции. При этом насосное колесо передает энергию жидкости, а она — турбинному колесу. Специальная форма направляющих лопастей у реактора обеспечивает увеличение скорости входящей жидкости, вследствие чего увеличивается ее момент количества движений, а следовательно, и крутящий момент на выходном валу. Чем больше момент, тем меньше частота вращения вала. Передаточное число между валами гидротрансформатора устанавливается автоматически: с уменьшением скорости вращения турбинного колеса (например, под влиянием нарастающего сопротивления) возрастает эффект воздействия рабочего тела от ведущего колеса на ведомое в единицу времени, что и приводит к росту крутящего момента. Величина передаваемой потоком жидкости энергии и силового воздействия на лопасти зависит от величины и направления абсолютной скорости жидкости.

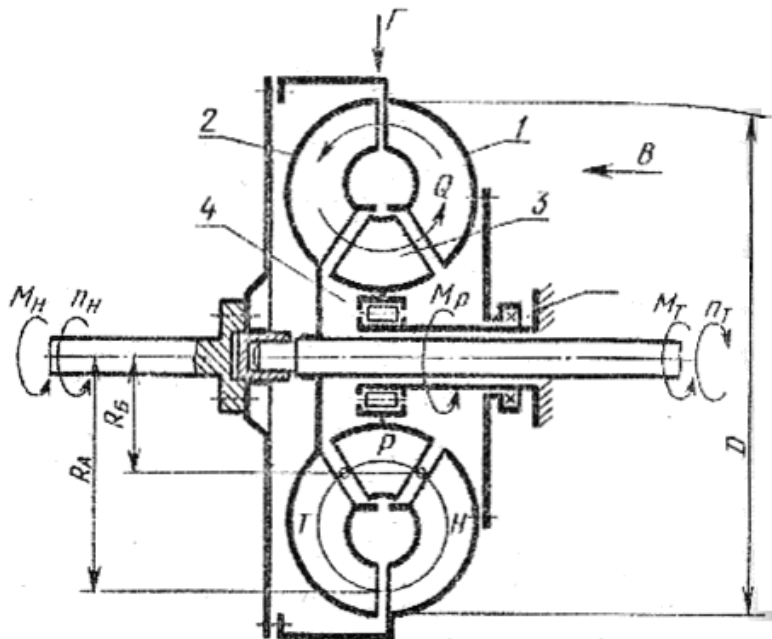


Рис. 4.9. Схема гидротрансформатора

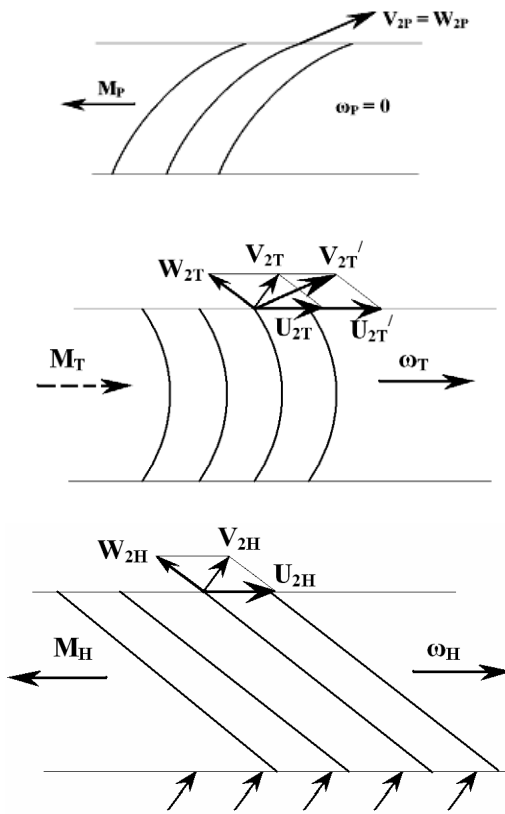


Рис. 4.10. Схема развертки лопастей по средней струйке круга циркуляции

Поток жидкости выходит из любого лопастного колеса по направлению абсолютной скорости V , (рис. 4.10) равной в любой точке геометрической сумме окружной скорости U , с которой данная точка вращается вместе с лопастным колесом, и относительной скорости W , с которой жидкость движется вдоль лопастей. Силовое воздействие потока на лопасти каждого из колес складывается из двух сил: активной силы, с которой поток воздействует на колесо при входе на него, и реактивной силы, с которой поток воздействует на лопастное колесо при выходе из него. Направление силы на входе колеса соответствует направлению абсолютной скорости на выходе из предыдущего колеса. Направление силы на выходе колеса обратно направлению абсолютной скорости на выходе из данного коле-

Если исключить реактор из ГТ, то его режим работы будет соответствовать гидромуфте. Поток жидкости на входе в насос будет не разгружать его, а нагружать, т. к. вместо вектора $V_{ГР}$, направленного вправо, на входе в насос появится вектор $V_{ГТ}$, направленный влево. То есть если исключить реактор, то момент M_T не изменится, а момент M_H возрастет до значения, равного M_T .

При увеличении ω_T возрастает его окружная скорость $U_{2Г}$, поэтому вектор абсолютной скорости меняет свое направление так, что уменьшает силовое воздействие потока на реактор и турбинное колесо. Следовательно, при увеличении ω_T плавно и непрерывно изменяются моменты M_p и M_T . Отношение $M_T/M_H = K$, называемое коэффициентом трансформации, достигает небольшого значения $K = 2...4$ при $\omega_T = 0$; на этом режиме $i_{ГР} = \omega_H/\omega_T = \infty$. При увеличении V_a передаточное число плавно уменьшается, приближаясь к единице.

4.2.2. Гидромеханическая передача (ГМП) мод. D 851.3E

Гидромеханическая передача (ГМП) мод. D 851.3E изготавливается ООО «Приводная техника Фойт-КМПО» (Казань) по лицензии германской фирмы VOITH. Передача полностью автоматизирована и оснащена эффективным гидрозамедлителем (моторным тормозом), с помощью которого можно тормозить, не пользуясь рабочей тормозной системой, что значительно повышает срок её службы.

Гидромеханическая передача (ГМП) мод. D 851.3E – трехступенчатая.

Гидромеханические передачи (ГМП) DIWA специально разработаны и предназначены для городских автобусов и других транспортных средств.

Название **DIWA** немецкое и происходит от двух корней: **DI** (Differenz) – дифференциал и **WA** (Wandler) – гидродинамический трансформатор, характеризующий оригинальную схему первой передачи, позволяющей повышать КПД передачи на малых скоростях движения транспортного средства.

Гидромеханическая передача рассчитана на эксплуатацию при температуре окружающего воздуха от минус 40 до плюс 50° С и относительной влажности от 5 до 98%.

Конструкция ГМП

ГМП (рис. 4.12 и 4.13) состоит:

- из привода A , содержащего демпфер крутильных колебаний b , установленного на ведущем валу;
- входного дифференциала B , состоящего из сцеплений входного EK -с, промежуточного $DK-d$ и планетарного механизма. Для 4-ступенчатой ГМП входной дифференциал дополнительно оснащен сцеплением и планетарным механизмом 4-й передачи $SK-dl$ (рис. 4.13);
- гидродинамического трансформатора C , который может работать в режиме гидрозамедлителя, состоящего из узлов: насосного колеса P , реактора L и колеса турбины T ;
- механического редуктора D (узел тормоза и заднего хода), состоящего из двух планетарных механизмов i, k и сцеплений f, g ;
- узла отбора мощности E , состоящего из крышки выходной части, на которой установлены индуктивные датчики, привод спидометра, вала выходного h с фланцем присоединения к карданному валу трансмиссии.

В конструкции ГМП применены планетарные дифференциальные механизмы, находящиеся в постоянном зацеплении. Для повышения нагрузочной способности, долговечности и снижения шума зацепления планетарных механизмов выполнены косозубыми со шлифованными профилями.

4.2.3. Основные узлы ГМП (рис. 4.12 и 4.13)

Демпфер крутильных колебаний

Для защиты двигателя и всей силовой трансмиссии от возникновения крутильных колебаний между двигателем и ГМП устанавливается маслonaполненный демпфер крутильных колебаний, который передает крутящий момент двигателя на ведущий вал ГМП. Демпфирование происходит за счет вытеснения масла из специально профилированных камер, расположенных по окружности. Варианты исполнения демпферов подбираются для каждого маховика. Для ГМП DIWA.3E применяется демпфер типа HTSD 365, имеющий максимальную величину снижения крутящего момента, благодаря чему уменьшается шум и колебания входного вала, увеличивается срок службы и существенно повышается комфортность.

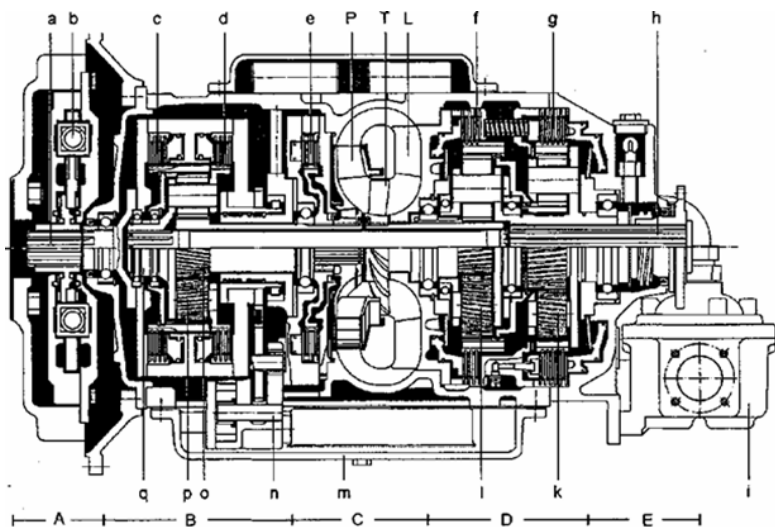


Рис. 4.12. Продольный разрез 3-ступенчатой ГМП

Гидротрансформатор

Гидродинамический трансформатор *C*, преобразующий передаваемый крутящий момент только при движении вперед на первой передаче, предназначен для бесступенчатого автоматического изменения силы тяги на колесах транспортного средства в зависимости от сопротивления движению. Поток масла в гидротрансформаторе движется в закрытом объеме реактора *L* между насосным *P* и турбинным *T* колесами. В зависимости от направления потока масла гидротрансформатор может работать не только с изменением величины силы тяги, но и менять направление тяги, т. е. работать в режиме гидрозамедлителя. Отличие гидротрансформаторов ГМП 2-й и 3-й конструктивных серий в разных активных диаметрах исполнения, которые не взаимозаменяемы. Большой активный диаметр гидротрансформатора ГМП DIWA.3E имеет лучший пиковый КПД, который при тяге ведет к уменьшению расхода топлива. Дополнительно введен воздушный клапан для обогащения масла воздухом при активной подаче его в гидротрансформатор.

Входной дифференциал

Входной дифференциал *B* расположен перед гидротрансформатором и является распределительным планетарным механизмом.

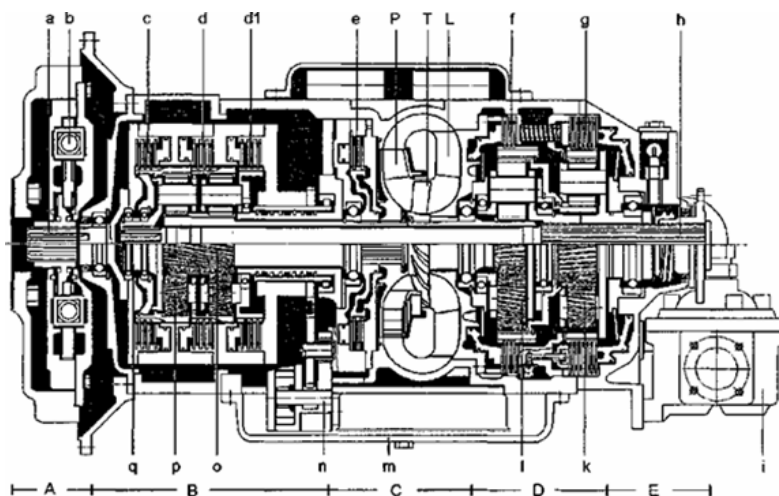


Рис. 4.13. Продольный разрез 4-ступенчатой ГМП: *A* – привод; *B* – входной дифференциал (распределительная передача); *C* – гидротрансформатор (*P* – насосное колесо; *T* – турбинное колесо; *L* – реактор гидротрансформатора); *D* – механический редуктор (состоит из планетарных механизмов тормоза и заднего хода); *E* – узел отбора мощности; *a* – вал ведущий; *b* – демпфер крутильных колебаний; *c* – сцепление входное (*EK*); *d* – сцепление промежуточное (*DK*); *d₁* – сцепление 4-й передачи (*SK*); *e* – сцепление насосного колеса (*PB*); *f* – сцепление турбинного колеса (*TB*); *g* – сцепление узла тормоза и заднего хода (*RB*); *h* – вал выходной; *i* – теплообменник; *k* – планетарный механизм заднего хода; *l* – планетарный механизм тормоза; *m* – поддон; *n* – насос шестеренный; *o* – колесо солнечное; *p* – сателлит; *q* – водило входного дифференциала

Входной дифференциал 3-ступенчатой ГМП состоит из солнечной шестерни *o*, водила планетарной передачи *q* с тремя сателлитами *p* и шестерни коронной с внешними шлицами для входного сцепления *c*. Входной дифференциал 4-ступенчатой ГМП имеет дополнительный планетарный ряд и сцепление 4-й передачи *d₁*, что позволяет понизить передаточное отношение ГМП до 0,7–0,73.

Солнечная шестерня выполнена на валу привода насосного колеса *P*. Водило планетарной передачи *q* имеет шлицевое соединение с выходным валом *h*.

Входные дифференциалы ГМП 2-й и 3-й конструктивных серий принципиальных отличий не имеют. Отличие по типам ГМП заключается в разном количестве фрикционных дисков сцепления.

Механический редуктор

Механический редуктор D состоит из двух планетарных передач: механизма тормоза I тормозов f и g и заднего хода k .

Механизм тормоза состоит из солнечной шестерни, выполненной на валу привода турбинного колеса T , трех планетарных колес-сателлитов, коронной шестерни и водила, которое шлицами соединено с выходным валом h . Внутренняя поверхность коронной шестерни имеет зубья для зацепления с сателлитами, а на наружной поверхности выполнены шлицы для монтажа фрикционных дисков сцепления турбинного колеса f , коронная шестерня также кинематически связана с солнечной шестерней планетарной передачи заднего хода. Водило механизма заднего хода соединено шлицами с выходным валом n . Коронная шестерня механизма заднего хода кинематически свободна и стопорится многодисковым сцеплением g только при включении режимов:

- задний ход;
- торможение гидрозамедлителем;
- отключение входного сцепления.

Фрикционное сцепление g и механический редуктор D имеют по два варианта исполнения – R_0 или R_2 , R_0L или R_2L , выбор зависит от типа автобуса и двигателя.

На ГМП DIWA.3E для замера числа оборотов турбинного колеса установлен индуктивный датчик, в связи с этим изменена конструкция тормоза f . Получаемая информация оптимизирует процесс синхронизации управления гидрозамедлителем.

Гидравлическое управление ГМП

Принципиальным отличием гидросистем управления третьего поколения является использование пропорциональных клапанов бесступенчатого регулирования вместо входных-выходных магнитных клапанов в ГМП второго поколения, что позволило:

- улучшить качество переключений, контролировать время синхронизации сцеплений и тормозных механизмов во время переключений;
- адаптировать автоматическое управление процессов переключения к изменяющимся условиям работы. Момент нагрузки, число оборотов двигателя, рабочее давление ГМП редуцируются в со-

- ответствии с временем переключений. Короткое время переключений фрикционных муфт не дает резкого удара, а обеспечивает скользящее сцепление дисков, что повышает износоустойчивость их покрытий;
- обеспечить большой комфорт при переключении тормоза гидротрансформатора;
 - аннулировать аккумуляторы;
 - улучшить возможность диагностики.

Все измененные элементы нового поколения ГМП сохраняют функции тех же элементов второго поколения, увеличивается объем функций и вводится модернизация, поэтому узлы и детали второго и третьего поколений не взаимозаменяемы.

Функции основных узлов системы гидроуправления и их отличия для ГМП DIWA.3E

Шестеренный насос (F) (рис. 4.14 и 4.15) приводится в действие от вращающегося с частотой вращения двигателя корпуса входного дифференциала. Забирая масло из поддона через фильтр грубой очистки, он подает его под давлением для охлаждения в теплообменник *G* и от фильтра тонкой очистки *H* к клапану рабочего давления *C*. Оттуда масло подается дальше к магнитным клапанам блока управления *D*, к гидротрансформатору, для смазки подшипников и шестерен *E* по штриховым линиям на схеме. В ГМП DIWA.3E применяется усиленный шестеренный насос, состоящий из двух нагнетающих камер и оборудованный индуктивным датчиком для определения оборотов на входе ГМП.

Клапан рабочего давления (C) поддерживает постоянное давление масла в гидросистеме управления независимо от числа оборотов шестеренного насоса. При минимальном давлении открывается доступ масла в гидротрансформатор. При превышении заданного уровня давления золотник клапана, преодолевая усилие пружины, смещается относительно корпуса, увеличивая тем самым окно для слива масла в полость низкого давления. На ГМП DIWA.3E в отличие от DIWA.2 клапан рабочего давления конструктивно изменен. Аннулированы функции аккумулятора, так как не требуется централизованное снижение давления при переключениях, а для регулирования подачи масла в гидротрансформатор введен отдельный клапан *B* (рис. 4.15).

Клапан регулирования подачи масла (B) используется для сокращения поступления масла к гидротрансформатору через отверстие в дросселе.

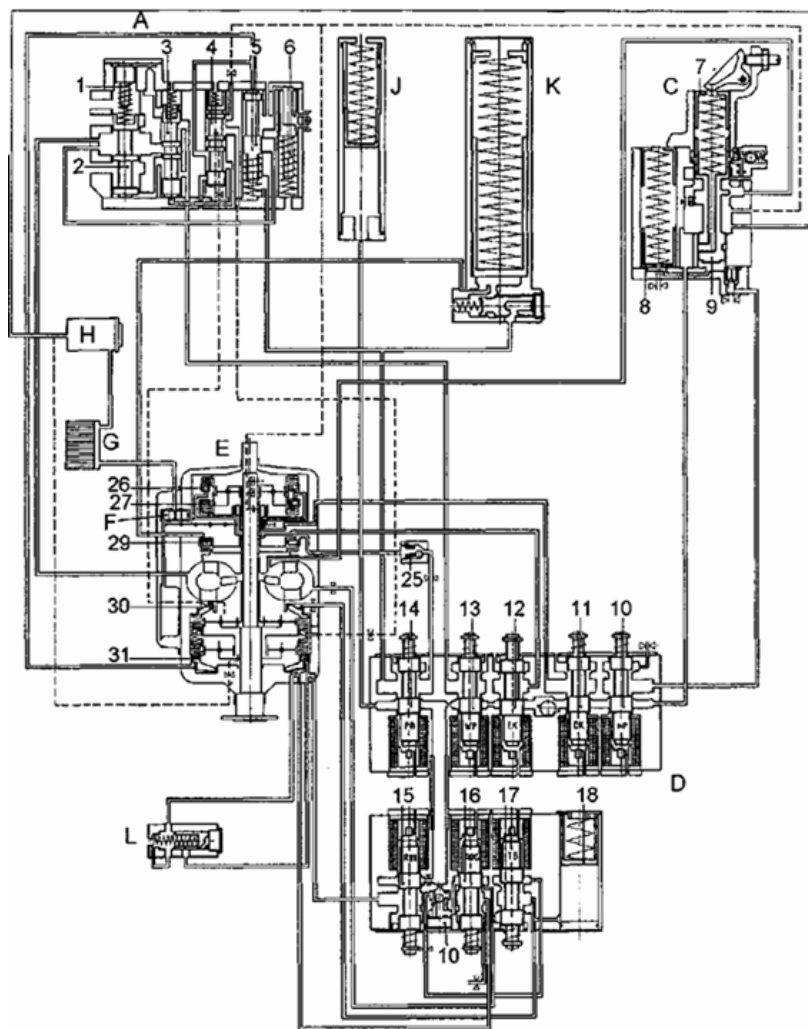


Рис. 4.14. Схема гидроуправления ГМП DIWA.2

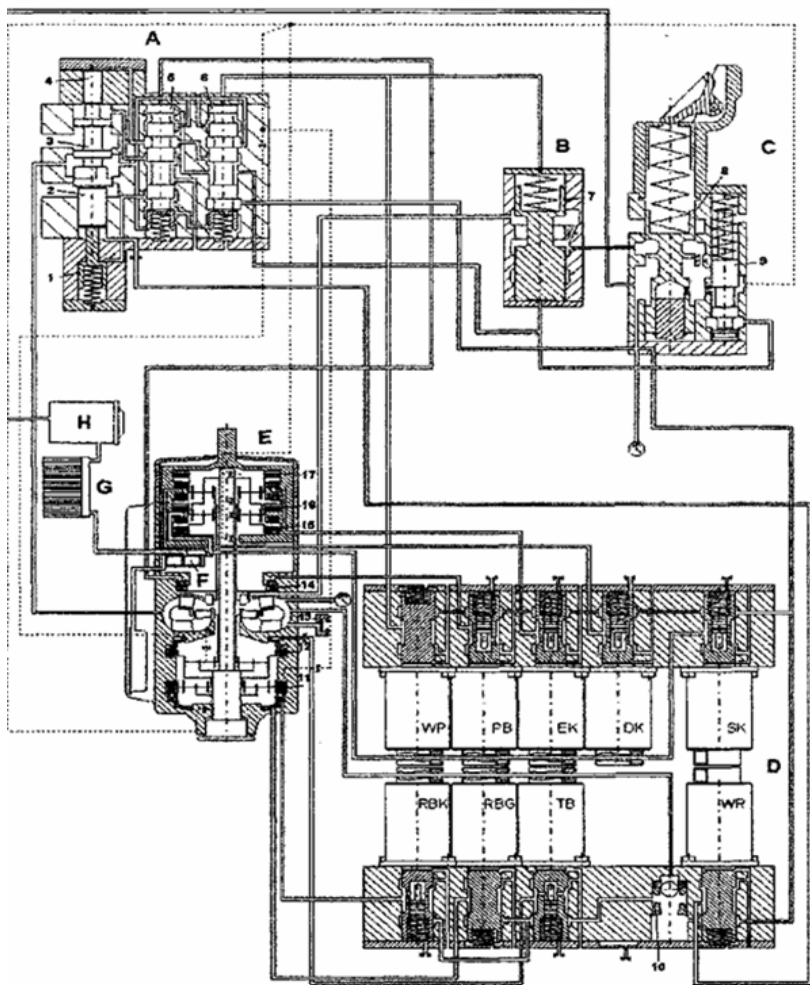


Рис. 4.15. Схема гидроуправления ГМП DIWA.3E

Блок управления (D) состоит из двух блоков магнитных клапанов и обеспечивает своевременный подвод масла к соответствующим фрикционным сцеплениям и клапану гидротрансформатора по командам, выдаваемым электронным блоком. Магнитные клапаны DIWA.2 и DIWA.3E имеют принципиальное отличие в управлении подачи масла.

Все магнитные клапаны DIWA.2 и магнитные клапаны DIWA.3E (WP, WR, RBG) подводят масло под рабочим давлением, а магнитные клапаны DIWA.3E (ЕК, ДК, СК, РВ, ТВ, RBK) регулируют давление во время закрытия фрикционных сцеплений при переключениях и включении тормоза.

Применение двух катушек (рабочей и измерительной) в регулируемых клапанах ГМП DIWA.3E позволяет отрегулировать любое произвольно взятое значение давления ниже рабочего. Заданные значения давления определяются электронным блоком в зависимости от нагрузки двигателя, от необходимого переключения, а также от числа оборотов на входе и выходе ГМП. Расширены действия переключающего клапана 10.

Переключающий клапан (10) направляет масло с более высоким давлением (рабочим давлением или давлением гидротрансформатора) к магнитным клапанам тормоза турбины *ТВ*, а в DIWA.3E – и к клапанам тормоза заднего хода *RB*.

Клапан гидротрансформатора (А) служит для регулирования давления в гидротрансформаторе:

- при использовании трех ступеней торможения гидротрансформатором;
- движении задним ходом.

Работа клапана *ГТ* заключается в постоянной готовности к проведению торможения. При включении магнитного клапана *РВ* блока управления срабатывает сцепление насосного колеса и приходят в движение золотники (2) и (5), которые обеспечивают давление в полости *ГТ*, необходимое для торможения на первой ступени. Дополнительно включается клапан *WP*.

Принцип действия ГМП (рис. 4.12 и 4.13)

Водитель при помощи органов управления транспортным средством определяет режимы работы ГМП. Блок электронный выдает сигналы (в соответствии с выбранным режимом) блоку управления ГМП (блоку электромагнитных клапанов) на включение необходимых фрикционных сцеплений, что позволяет включать в работу различные комбинации планетарных механизмов, гидротрансформатор, механизм заднего хода.

На ГМП DIWA.2 в режиме второй ступени торможения магнитный клапан *WP* (13) пульсирует с определенной частотой, благодаря чему в гидротрансформаторе устанавливается давление, необходимое для второй ступени торможения, а для поднятия давления, необходимого для 3-й ступени торможения, включаются в работу золотники, уменьшающие слив масла из ГТ.

На ГМП DIWA.3E для второй ступени торможения давление в гидротрансформаторе регулируется тактовым включением и выключением магнитного клапана *WR* через золотник (2). На третьей ступени торможения золотник (2) двигается в полном диапазоне его хода, благодаря чему устанавливается максимально допустимое давление гидротрансформатора в зоне торможения.

При движении задним ходом на ГМП DIWA.2 давление в ГТ определяется скоростью движения и положением силового регулятора, а в ГМП DIWA.3E также числом оборотов на входе ГМП. Давление в ГТ регулируется золотником (6) при включении магнитного клапана *RBK* блока управления.

Аккумуляторы EK (J), PB (K) и TB (18) ГМП DIWA.2 (рис. 4.14) накопленным в них давлением масла поддерживают включенными соответствующие сцепления в момент пульсации давления при переключениях. Поскольку в ГМП DIWA.3E давление всех фрикционных сцеплений регулируется индивидуально, необходимость аккумуляирования масла для поддержания постоянного давления отпала.

Обратный клапан (L) применяется только в ГМП DIWA.2 (рис. 4.14) и служит для быстрого снижения давления масла на поршне механизма заднего хода при выключении режима гидрозамедлителя. Клапан расположен в крышке выходной части ГМП.

Фильтр тонкой очистки масла (H) выполнен в отдельном корпусе, содержит сменный фильтрующий элемент с предохранительным клапаном.

Теплообменник. Максимальное тепло, образующееся при движении на 1-й передаче и главным образом – при работе в режиме гидрозамедлителя, отводится через имеющийся масляно-водяной теплообменник в систему охлаждения двигателя.

В отличие от традиционных схем, в ГМП на первой передаче мощность передается одновременно двумя силовыми потоками –

гидродинамическим и механическим. Разветвление происходит на входном дифференциале B , а за гидротрансформатором C оба потока объединяются (суммируются) в двух планетарных рядах j, k . Входной дифференциал перед гидротрансформатором играет разделительную роль, а механический редуктор за гидротрансформатором — коллекторную.

Режимы работы ГМП (рис. 4.16)

ГМП в процессе эксплуатации может работать на следующих режимах.

Нейтральное положение включается нажатием клавиши «N» переключателя клавишного. Все сцепления ГМП выключены, вращение от двигателя передается через демпфер крутильных колебаний на ведущий вал, который приводит во вращение только шестеренный насос для заполнения маслом гидротрансформатора и масляной системы.

1-я передача включается нажатием клавиш переднего хода (1, 2, 3, D) клавишного переключателя. Включаются входное сцепление с входного дифференциала и сцепление f турбинного колеса. В самом начале трогания с места, пока выходной вал h , связанный через кардан с ведущими колесами автобуса, остается неподвижным, вся мощность двигателя передается через гидротрансформатор C с максимально возможным КПД. С момента же начала вращения выходного вала h пропорционально росту скорости его вращения начинает расти доля мощности, передаваемой чисто механическим путем, а доля мощности, передаваемой турбинным колесом T с повышенными потерями, в той же пропорции уменьшается. В итоге падение эффективности гидродинамического процесса компенсируется постоянно нарастающей энергией, передаваемой механически с минимальными потерями. Благодаря такому комбинированному способу эффективность 1-й «длинной» передачи ГМП сохраняется в диапазоне скоростей движения, занимаемом первой и второй передачами обычной механической коробки передач.

Так как в начальный момент силовой поток передается от коронной шестерни входного дифференциала к сателлитам при неподвижном выходном вале h , а следовательно, неподвижном водиле, солнечная шестерня O начинает вместе с насосом P вращаться

с сторону, противоположную вращению коленвала двигателя, т. е. против часовой стрелки.

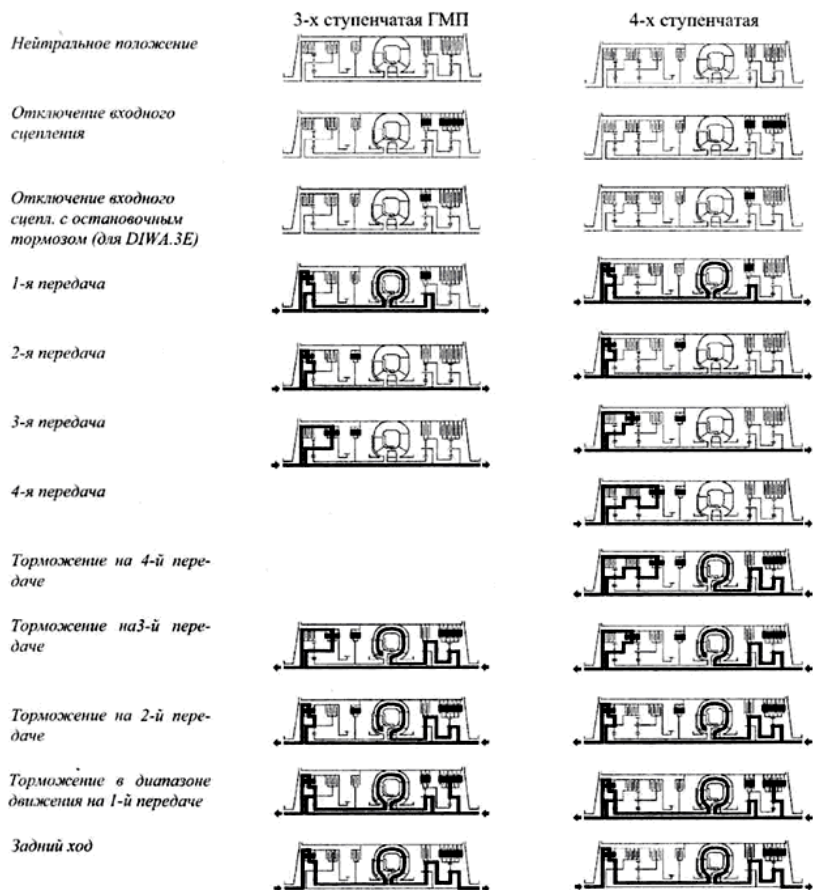


Рис. 4.16. Схемы передачи крутящего момента на различных режимах работы ГМП

Такое вращение создает гидродинамический поток жидкости через реактор и турбину, приводящий к увеличению крутящего момента в гидротрансформаторе в некотором диапазоне, при постоянном значении передаточного числа механического редуктора D .

Таким образом, гидротрансформатор преобразует тяговое усилие на ведущих колесах при движении вперед только на первой передаче.

2-я передача. При достижении транспортным средством определенной, заранее заданной, индивидуальной для каждого исполнения транспортного средства скорости (30...40% от максимальной) электронный блок автоматически подает команду блоку управления на переключение с 1-й передачи на 2-ю. При этом гидротрансформатор C посредством сцепления e исключается из работы (блокируется) и силовой поток в отличие от 1-й передачи идет только механическим путем. Частота вращения выходного вала ГМП кратна частоте вращения коленчатого вала двигателя и передаточному отношению планетарного механизма входного дифференциала B .

3-я передача. При достижении скорости порядка 60% от максимальной происходит автоматическое переключение на 3-ю (прямую) передачу. При этом блок управления выключает входное сцепление c , а включает промежуточное сцепление d , и ведущий вал a напрямую соединяется с выходным валом h , который теперь вращается с частотой коленчатого вала двигателя.

4-я передача. У четырехскоростных ГМП при переключении на четвертую передачу промежуточное сцепление d выключается, а сцепление четвертой передачи dl включается. При этом крутящий момент передается от двигателя к выходному валу через дополнительную планетарную передачу входного дифференциала B .

Задний ход. При включении заднего хода (нажата клавиша «R») включаются входное сцепление c и сцепление заднего хода d . В этом случае крутящий момент двигателя передается через входной дифференциал B , гидротрансформатор C и планетарную передачу заднего хода на выход, вал h .

Торможение гидротрансформатором. В режиме торможения турбинное колесо T гидротрансформатора приводится во вращение карданным валом транспортного средства, которое вращается с большим числом оборотов через планетарные передачи k и i , работающие как ускорители (мультипликаторы). При включенных сцеплениях e и g турбинное колесо вращается в направлении, противоположном вращению при движении на 1-й передаче, и работает как осевой насос, который подает масло на неподвижное насосное колесо P и реактор L . Возникающий при этом тормозной момент пропорционален плотности жидкости, коэффициенту прозрачности,

квадрату числа оборотов турбинного колеса и активному диаметру гидротрансформатора в пятой степени. Поэтому, даже при относительно низкой скорости движения, значения его достаточно велики. Чтобы нарастание тормозного момента при более высоких скоростях не привело к перегрузке деталей при достижении определенной величины, тормозной момент электронным блоком поддерживается постоянным независимо от скорости движения. Торможение с помощью гидротрансформатора возможно на всех передачах.

Отключение входного сцепления. При кратковременной остановке (например, перед светофором) для облегчения работы двигателя, а следовательно, снижения расхода топлива и вредных выбросов программой электронного управления обеспечивается выключение входного сцепления дифференциала B при нажатой педали тормоза и нажатой клавише переднего хода (1, 2, 3 или D) клавишного переключателя. Этот режим отличается от режима нейтрального положения включенными сцеплениями f и d . На ГМП DIWA.3E может быть использована опция отключения входного сцепления со стояночным тормозом. При этом включено сцепление f .

ГМП DIWA дает возможность эффективно замедлять транспортное средство гидротрансформатором (который может работать в режиме гидрозамедлителя), не изнашивая основные тормозные механизмы, что значительно повышает срок их службы. Торможение гидротрансформатором особенно полезно на затяжных спусках, это предохраняет рабочие тормоза от перегрева.

Торможение гидротрансформатором имеет три ступени интенсивности торможения, действие которых не зависит от включенной в данный момент передачи. Следовательно, при движении под уклон нет необходимости в переключении на пониженные передачи.

Конструкцией тормозной педали предусмотрено первоначальное включение последовательно трех ступеней торможения гидротрансформатором и только затем рабочего тормоза.

Все три ступени торможения могут быть последовательно задействованы также ручным переключателем, это предпочтительно при длительных спусках, так как нет необходимости нажимать ногой педаль тормоза в течение продолжительного времени.

При необходимости тормоз гидротрансформатором может быть отключен. Управление торможением гидротрансформатором от педали тормоза отключается клавишей (кнопкой) на панели управления.

Ручной переключатель после каждого торможения необходимо возвращать в исходное (нулевое) положение, в противном случае при отпускании педали подачи топлива в положение холостого хода торможение гидротрансформатором будет включаться. Если на транспортном средстве используется ABS, то активизация ABS автоматически отключает торможение гидротрансформатором.

4.2.4. Гидрообъемная передача (ГОП)

В отличие от гидротрансформаторов, где используется динамический напор жидкости $H = V_{ж}^2 / (2g)$, в гидрообъемных передачах реализуется гидростатический напор $H = P / \gamma$ (P – давление жидкости, Па; γ – удельный вес, Н/м³), или иначе – напор вытесняемых объемов рабочей жидкости (углеводородные полимеры минеральных масел или минеральные масла). Дополнительные преимущества гидрообъемных передач:

- 1) дистанционность (отсутствие необходимости иметь карданную передачу), простота и удобство разделения мощности по ведущим колесам (нет раздаточных коробок, главной передачи, дифференциалов, полуосей);
- 2) возможность осуществления с ее помощью торможения автомобиля с различной интенсивностью.

Недостатки гидрообъемных передач:

- 1) вынужденное применение высоких давлений жидкостей (до 25–50 МПа);
- 2) высокие требования к точности изготовления деталей (иначе появятся утечки жидкости и снижение эффективных показателей гидропередачи);
- 3) сравнительно невысокий коэффициент полезного действия (0,75–0,85);
- 4) вынужденное применение высокосортных масел стабильной вязкости и надежных высокопроизводительных фильтров для их очистки.

Гидрообъемная передача представляет собой сочетание объемного насоса с таким же гидромотором (рис. 4.17).

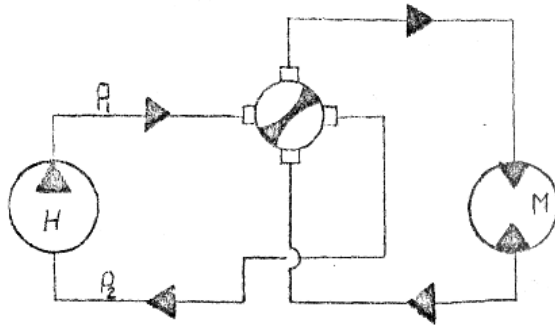


Рис. 4.17. Схема гидрообъемной передачи

Насос приводится во вращение первичным двигателем автомобиля. Рабочая жидкость под давлением (магистраль высокого давления) через клапан и фильтр поступает в гидромотор. В гидромоторе происходит перепад давления жидкости. От гидромотора, отдав потенциальную энергию, жидкость по магистрали низкого давления через фильтр и клапан поступает к насосу. Затем весь цикл движения жидкости повторяется. Изменение передаточного отношения (кинематического и силового) осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидромотора или одновременно насоса и гидромотора. Реверсирование происходит за счет изменения направления движения жидкости от насоса к гидромотору при помощи клапана. При повороте золотника на 90° магистрали высокого и низкого давления меняются местами.

Известны различные компоновочные схемы расположения элементов гидропередачи в трансмиссии машин (рис. 4.18).

Гидрообъемные передачи по типу гидромашины подразделяются на поршневые, лопастные, винтовые, шестеренчатые.

Наиболее распространены аксиально- и радиально-поршневые машины. Аксиально-поршневые машины более компактны и работают с более высоким числом оборотов (чаще как гидронасос). Радиально-поршневые гидромашины хорошо komponуются в колесах автомобилей и развивают большой крутящий момент (поэтому используются чаще как гидромотор).

Принципиальная схема гидрообъемной передачи показана на рис. 4.19.

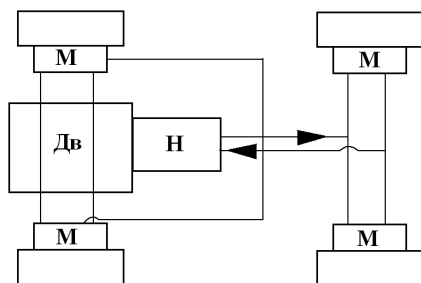


Рис. 4.18. Схема расположения элементов гидропередачи в трансмиссии машин

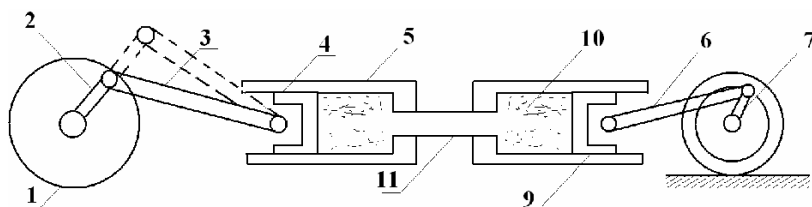


Рис. 4.19. Принципиальная схема ГОП

Насос 5 связан с гидравлическим двигателем 10 трубопроводом 11. 1 – маховик двигателя; 2, 7 – кривошип; 3, 6 – шатун; 4, 9 – поршни. Поршнем 4 выдавливается жидкость из насоса и поступает к цилиндру гидродвигателя. То есть давление на поршень 9 и передача момента осуществляются только при ходе нагнетания поршня насоса. Если бы насос и гидродвигатель были выполнены однопоршневыми, то передача $M_{кр}$ была бы неравномерной, её величина носила бы скачкообразный характер. Поэтому насосы и гидродвигатели имеют от 5 до 16 поршней.

Рассмотренная передача является нерегулируемой, т. е. работает с одним передаточным числом.

Если изменить длину кривошипа 3 (увеличить ее) при постоянном ω_e , тогда ход поршня насоса и количество подаваемой им жидкости возрастут. Это приведет к увеличению числа ходов поршня 9, т. е. к увеличению скорости автомобиля. Следовательно, увеличение длины кривошипа – это уменьшение $U_{кпп}$, а уменьшение – наоборот, к возрастанию $U_{кпп}$.

Секундный расход жидкости в насосе и двигателе одинаков $Q_H = \frac{V_H \cdot \omega_H}{60} = Q_M = \frac{V_M \cdot \omega_M}{60}$; $\frac{\omega_H}{\omega_M} = \frac{V_M}{V_H} = U_{TP}$, т. е. теоретическое кинематическое число равно отношению рабочих объемов гидромотора и насоса.

Аксиально-поршневая машина (рис. 4.20) состоит из блока цилиндров 2, в каждом цилиндре перемещается поршень 3, соединенный шарнирно штоком 5 с шайбой 6, жестко закрепленной на валу 8. Шайба наклонена к оси блока цилиндров под углом α . При работе машины в качестве насоса и вращении вала 8 от двигателя вращательное движение через карданное соединение 7 передается блоку цилиндров и поршням. Одновременно с вращательным движением поршни, соединенные с наклонной шайбой, совершают возвратно-поступательное движение по цилиндрам. За один оборот вала каждый поршень совершает два хода: нагнетания и всасывания.

Торцевая часть головки блока цилиндров скользит при вращении по плоскости неподвижной распределительной головки 1, которая имеет две серповидные канавки для подвода и отвода масла. Одна из них соединена с магистралью высокого давления, другая – низкого давления. Канавки разделяются двумя перемычками, центры которых совпадают с положением каждого поршня в одной из мертвых точек, когда его линейная скорость относительно цилиндра равна нулю (ось распределительной головки на рис. 4.20 условно повернута на 90°). Блок цилиндров для обеспечения необходимого уплотнения прижимается к распределительной головке пружинной.

Производительность насоса регулируется изменением угла наклона α наклонной шайбы. Нулевой производительности соответствует угол наклона $\alpha = 0$.

При работе рассматриваемой машины в качестве гидромотора к одной из серповидных канавок подводится масло под давлением от насоса. Через другую серповидную канавку масло отводится. Крутящий момент на валу гидромотора создается поршнями, находящимися в данный момент в магистрали нагнетания. От каждого такого поршня к наклонной шайбе передается сила Z , которая складывается на нормальную силу H и тангенциальную $F = z' \sin \alpha$. Все перечисленные силы действуют только на одну половину шай-

бы, разграниченную осью I—I. Силы F создают на шайбе крутящий момент. Вращающаяся шайба поведет за собой поршни, а через них и сам блок цилиндров, т. е. и ведущие колеса. Крутящий момент тем больше, чем больше α . Максимальный угол α гидромотора не превышает 30° , т. к. при большем угле резко увеличиваются механические потери и износ цилиндров вследствие большого перекаса поршней (при малых α также увеличиваются механические потери и наступает самоторможение гидромотора — для насосов угол α не превышает 20°).

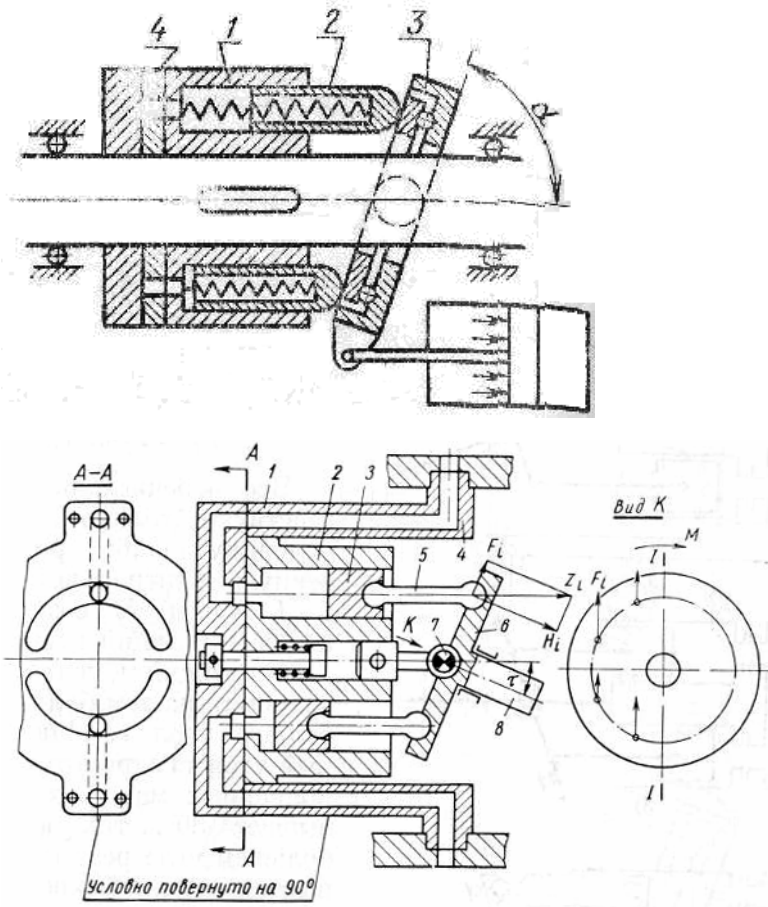


Рис. 4.20. Схема аксиально-поршневой машины

Кинематическое и силовое передаточные числа равны отношению рабочих объемов гидромотора и насоса. Диапазон изменения силового передаточного числа – 4–6, кинематического – до $+\infty$. $\omega_{\min} = 10-15$ об/мин; $\omega_{\max} = 4000-6000$ об/мин.

Реверсирование осуществляется за счет наклона шайбы в другую сторону, при этом магистрали высокого давления меняются местами.

Пример радиально-поршневой гидромашины – на рис. 4.21.

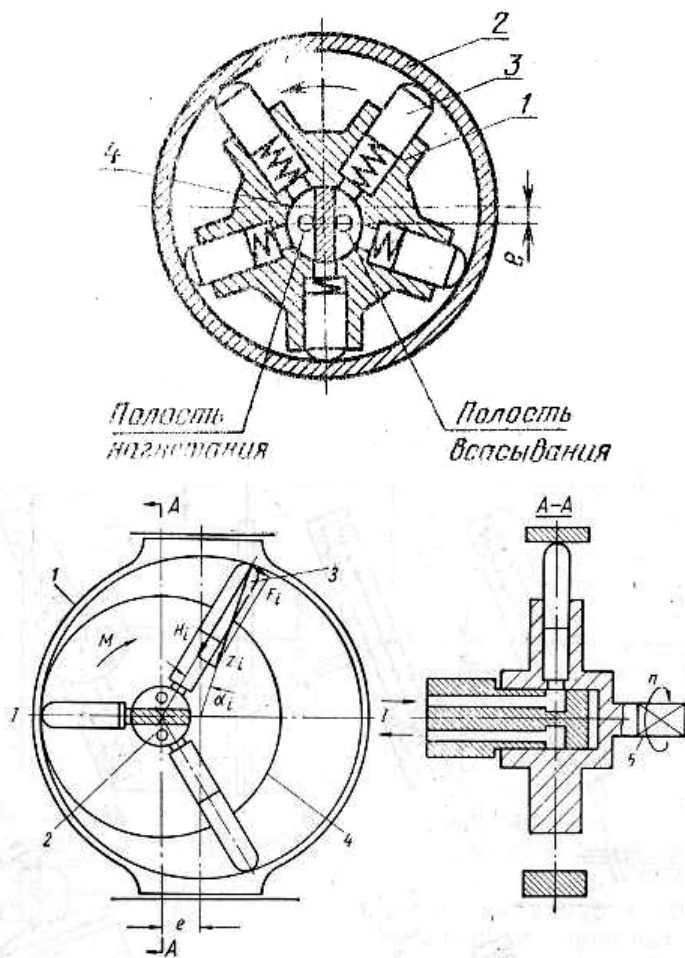


Рис. 4.21. Схема радиально-поршневой машины

Для снижения пульсации жидкости число поршней нечетное; $\omega = 7-400$ об/мин, высокомоментный (т. е. можно монтировать в колесе); реверсирование осуществляется за счет изменения e на отрицательное значение. Блок цилиндров 4 с установленными в нем поршнями 3 вращается на неподвижном распределительном валу 2. При работе машины в режиме гидродвигателя в верхнюю проточку распределительного вала поступает жидкость под давлением от насоса. Нижняя проточка распределительного вала соединена с магистралью низкого давления. Находясь под давлением, поршни, расположенные сверху нейтральной линии I—I, упираются в обойму 1 и приводят во вращение блок цилиндров, с которого крутящий момент передается на вал 5. Крутящий момент на валу гидромотора составляет сумму моментов всех поршней, находящихся под давлением жидкости. На каждый поршень, соединенный с магистралью высокого давления, действует сила Z реакции поршня с обоймой, которая раскладывается на нормальную силу к окружности обоймы, $H = \frac{Z}{\cos\alpha_i}$, и тангенциальную $F = Z \operatorname{tg}\alpha_i$. Сила F создает крутящий момент на валу гидромотора. Обойма и блок цилиндров находятся друг относительно друга с эксцентриситетом e . Рабочий объем гидромотора зависит от e ; $e_{\max} = 0,5d$, где d – диаметр поршня.

4.2.5. Фрикционный трансформатор (ФТ)

Наибольшее распространение в транспортных средствах получили следующие типы фрикционных бесступенчатых передач-вариаторов: торовый, дисковый и клиноременный.

Торовый вариатор отличается от всех других видов наибольшей компактностью и удобным принципом регулирования. Схема такого трансформатора показана на рис. 4.22.

Основными его звеньями являются ведущая 1 и ведомая 2 чашки, рабочая поверхность которых представляет собой часть поверхности кругового тора, и ролики 3, расположенные между чашками. Крутящий момент от ведущей к ведомой чашке передается силами трения, возникающими в местах контакта роликов с чашками. Необходимое прижатие тел качения друг к другу осуществляют

различно. Наиболее удачным является самозатягивающийся механизм, создающий прижимное усилие, пропорциональное крутящему моменту, передаваемому ΦT . Регулирование передаточного отношения (которое достигает 10) производят изменением наклона ролика – поворотом плоскости ролика вокруг оси, не лежащей в этой плоскости, но проходящей через центр O кривизны чашек. Кинематическое $i = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{(L - R_0 \cdot \cos(\beta - \alpha))}{(L - R_0 \cdot \cos(\beta + \alpha))} \cdot \xi$ – коэффициент, учитывающий скольжение, равен 0,95. Скольжение в контакте является следствием двух причин: упругой тангенциальной деформации контактирующих поверхностей (упругое скольжение) и невозможности обеспечения равенства окружных скоростей каждой точки контакта относительно осей вращения ролика и чашки (геометрическое скольжение).

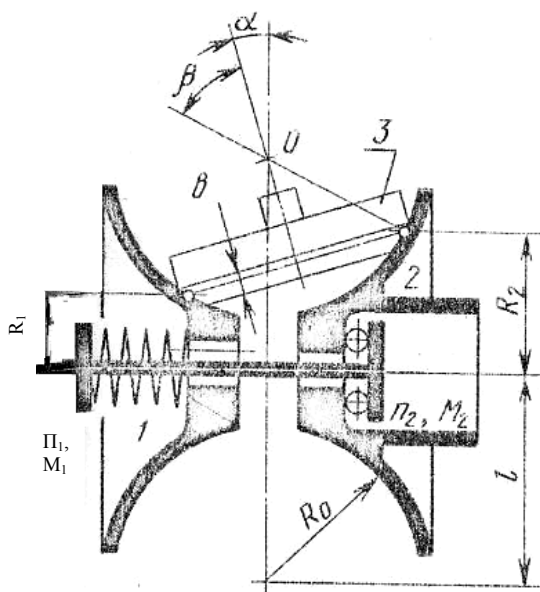


Рис. 4.22. Схема торгового фрикционного трансформатора

Для снижения упругого скольжения рабочие поверхности чашек и роликов делают предельно твердыми; для снижения геометрического скольжения необходимо делать возможно меньшей ширину зоны контакта. Так как минимальная величина ширины b

обусловлена допустимой величиной контактных напряжений, то уменьшение ширины зоны контакта может быть достигнуто увеличением числа контактов, т. е. числа роликов. Габаритные ограничения не позволяют брать число роликов больше 2–3. Поэтому торковый ΦT при приемлемых размерах имеет недостаточно высокий КПД и долговечность. Схема используется для автомобилей серийного производства.

4.2.6. Дискový вариатор (ДВ)

Дискový вариатор отличается от всех прочих видов много-контактностью, что позволяет создать конструкцию, имеющую достаточную долговечность. Схема такого трансформатора показана на рис. 4.23.

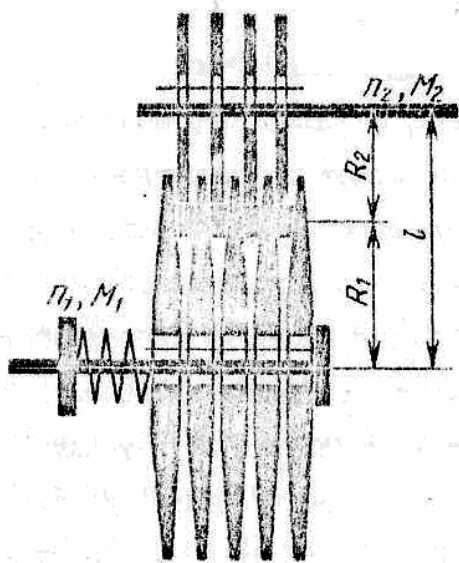


Рис. 4.23. Схема дискového вариатора

Основным элементом ДВ являются два пакета дисков: ведущих и ведомых. Ведущие диски имеют коническую форму. Ведомые диски – плоские (с коническим ободком). Каждый пакет связан со своим валом с помощью шлицевого соединения. Прижим дисков достигается осевой затяжкой пакета ведущих дисков с помощью нажимного устройства (любой конструкции). Кинематическое

передаточное число ДВ $i_n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \left(\frac{R_1}{R_2}\right) \cdot \xi = \frac{R_1}{(L - R_1)} \cdot \xi$, т. е. регулирование i_n осуществляется изменением расстояния L между осями валов. Вследствие значительных потерь на трение и недостаточной долговечности дисковый ФТ до сего времени не нашел практического применения на автомобилях, $i = 4 - 12$.

4.2.7. Клиноременный вариатор (КВ)

Клиноременный вариатор отличается от всех прочих видов ФТ простотой и надежностью конструкции, но уступает им в компактности: его коэффициент полезного действия колеблется в пределах $\eta = 0,80 - 0,85$. Схема используется для автомобилей серийного производства.

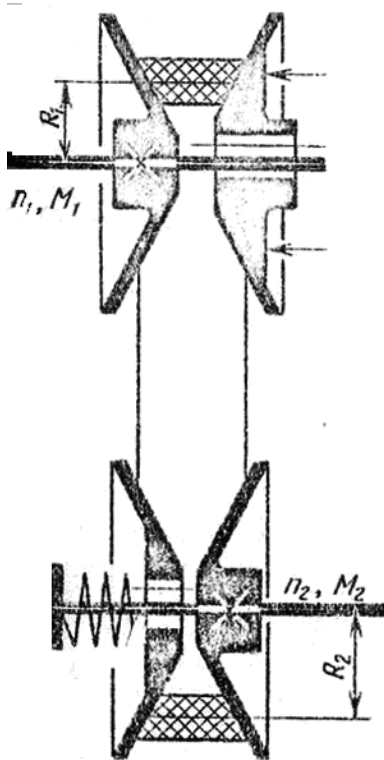


Рис. 4.24. Схема фрикционного клиноременного вариатора

Клиноременный вариатор (рис. 4.24) имеет два регулируемых шкива. Одна половина ведущего шкива установлена на валу так, что, вращаясь вместе с ним, не может перемещаться в осевом направлении, а вторая – так, что может перемещаться вдоль вала. С подвижной половиной шкива соединен корпус регулятора, имеющий центробежный механизм и полость, соединенную со впускным трубопроводом двигателя, чтобы регулятор обеспечивал автоматическое изменение рабочего диаметра ведущего шкива, а значит, и передаточного числа i_{TP} , в зависимости от скорости движения автомобиля V_a , величины преодолеваемых сопротивлений Ψ и степени загрузки двигателя. Ведомый шкив трансформатора состоит также из двух половин, одна из которых в осевом направлении подвижна и подпружинена. Благодаря этому и постоянству расстояния между осями ведущего и ведомого валов с изменением рабочего диаметра ведущего шкива автоматически изменяется диаметр ведомого шкива. В итоге диапазон регулирования рассматриваемого ΦT достигает 4,5 (для обычных ремней) и 10 (для специальных). Расчетное значение $i_{TP} = D_{1x}/D_{2x}$, где D_{1x} , D_{2x} – текущие расчетные значения шкивов, например $I_{min} = d_1/D_2$ и $I_{max} = D_1/d_2$.

Длительное время основной проблемой клиноременных вариаторов был срок службы ремня. В настоящее время эта проблема решена, конструктивно ремень представляет собой набор тонких стальных блоков трапецеидальной формы (рис. 4.25), связанных одним или двумя многослойными кольцами, каждое из которых состоит из 6–12 стальных лент толщиной 0,2 мм, запрессованных друг в друга с натягом.

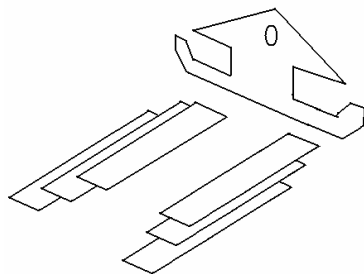


Рис. 4.25. Схема ремня, используемого в клиноременных вариаторах

Работа вариатора сопровождается некоторым проскальзыванием как самих соседних лент одна по другой, так и колес по стальным блокам. (Относительная скорость при окружной скорости ремня = 40 м/с составляет 1 м/с.) Тяговое усилие передается за счет как натяжения колес, так и сжатия блоков, поэтому такой ремень обычно называют «толкающим».

4.2.8. Электротрансформатор

Электротрансформатором (ЭТ) называют совокупность генератора, электродвигателя (ЭД) и электротехнических средств управления, которые образуют промежуточное звено между двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и ведущими колесами автомобиля, обеспечивающими бесступенчатое изменение крутящего момента $M_{кр}$ на колесах при почти постоянном режиме работы ДВС.

Внутренняя автоматичность ЭД, обеспечивающая изменение крутящего момента на ведущих колесах автомобиля, зависит от сопротивления движению; возможность регулирования совместной работы ЭД и ДВС – генераторной установки простыми электротехническими средствами автоматики делают ЭТ полностью автоматическими.

В настоящее время применяют три вида электротрансформаторов:

- 1) постоянного тока (генератор постоянного тока и электродвигатель постоянного тока);
- 2) переменного-постоянного тока, когда питание двигателя постоянного тока осуществляется от генератора переменного тока через выпрямители;
- 3) переменного тока, когда асинхронные двигатели питаются от синхронных генераторов.

Преимущества электротрансформаторов:

1. Моментная характеристика близка к идеальной, а коэффициент приспособляемости достигает 4...5 (рис. 4.26).

2. Возможность электротехническими средствами осуществить плавный пуск ЭД, его реверсирование и использование в качестве тормоза (т. е. нет необходимости применять сцепление, КПП и автоматизировать эти механизмы). При установке ЭД на автомобиле проблема энергоснабжения решается единственным способом – от возимой на автомобиле ДВС – генераторной установки.

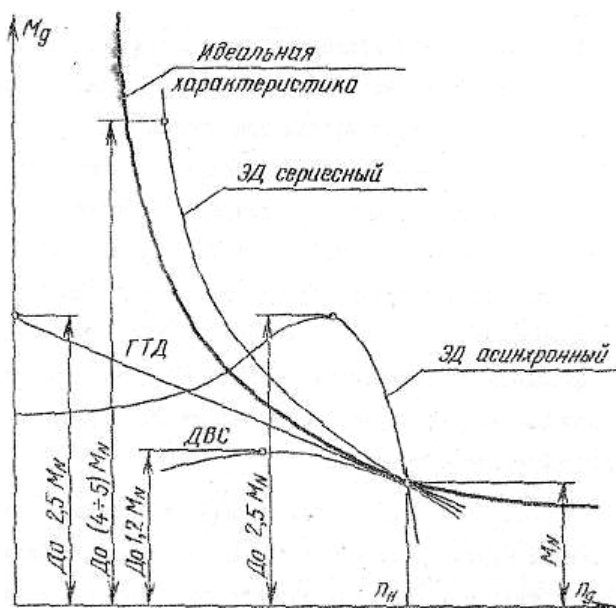


Рис. 4.26. Моментные характеристики различных двигателей

Составные части ЭТ связаны между собой электрически, что облегчает задачу общей компоновки автомобиля и его трансмиссии. ДВС – генераторную установку – размещают на автомобиле (рис. 4.27), руководствуясь соображениями оптимального распределения массы автомобиля по его осям, а электродвигатели – так, чтобы механическая часть трансмиссии была как можно проще. С этой точки зрения наибольший эффект дает применение ЭТ для многоприводных автомобилей и автопоездов. Для них создают ЭТ с несколькими ЭД (по числу ведущих колес), встроенными непосредственно в колесо, и согласующим редуктором (главной передачей), образующим самостоятельное изделие мотор-колесо.

Несмотря на очевидные достоинства ЭТ, он имеет ограниченное применение вследствие ряда серьезных недостатков:

- 1) большие, чем у трансформаторов других видов, вес и габаритные размеры;
- 2) низкий КПД (0,53–0,75);
- 3) высокая стоимость и необходимость применения значительного количества дефицитной электротехнической меди;

- 4) использование высокого напряжения (повышенная вероятность травматизма).

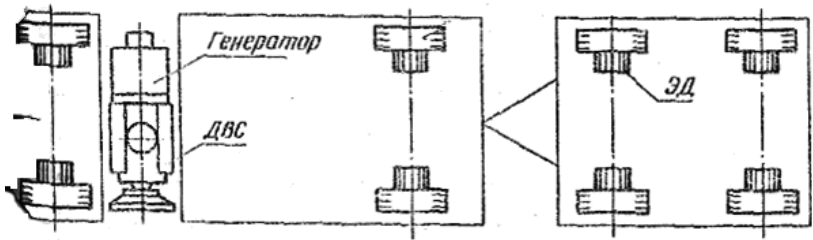


Рис. 4.27. Схема установки элементов ЭТ

Контрольные вопросы

1. Что такое регулярная характеристика трансмиссии автомобиля?
2. Что такое трансформаторная характеристика двигателя?
3. Объясните принцип работы гидротрансформатора.
4. Объясните процесс включения передач гидромеханической передачи мод. D 851.3E.
5. Опишите процесс торможения автомобиля гидротрансформатором.
6. Охарактеризуйте принцип работы аксиально-поршневой машины.
7. Каков принцип работы радиально-поршневой машины?
8. Опишите принцип работы торового фрикционного трансформатора.
9. Объясните принцип работы клиноременного вариатора.
10. Какие виды электротрансформаторов известны в настоящее время?

5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ АВТОМОБИЛЯ

Известно, что торможение автомобиля должно осуществляться с максимальной эффективностью при одновременном сохранении его управляемости и устойчивости. При торможении происходит перераспределение нормальных реакций Z_1 и Z_2 , действующих на передний и задний мосты, которое зависит от замедления J и высоты центра масс h_c автомобиля.

$$\frac{P_{T1}}{Z_1} = \frac{P_{T2}}{Z_2} = \varphi. \quad (5.1)$$

По мере роста замедления движения реакция на передний мост увеличивается, а на задний уменьшается. Наибольшая эффективность торможения достигается при полном использовании сцепного веса автомобиля. Из теории автомобиля известно, что соотношение тормозных сил на колесах передней и задней осей P_{T1} и P_{T2} определяется по выражению

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{(b + \varphi h_c)}{(a - \varphi h_c)}. \quad (5.2)$$

где a , b , h_c – координаты расположения центра масс автомобиля по длине и высоте.

Следовательно, для обеспечения полного использования сцепного веса автомобиля нужно, чтобы соотношение между P_{T1} и P_{T2} изменялось в зависимости от φ – коэффициента сцепления (состояния дороги). Соотношение тормозных сил, развиваемых тормозными механизмами, равно

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{K_{T1} \cdot p_1}{K_{T2} \cdot p_2}, \quad (5.3)$$

где K_{T1} и K_{T2} – коэффициенты пропорциональности, зависящие от конструктивных параметров тормозных механизмов (тормозные камеры и колесные цилиндры) и закона распределения давления в тормозном механизме; p_1 и p_2 – давление рабочей среды в исполнительных элементах.

Отсюда следует, что распределение тормозных сил в реальной тормозной системе определяется свойствами тормозных механизмов и давлением рабочей среды в контурах привода. Для существующих тормозных механизмов значения коэффициентов K_{T1} и K_{T2} обычно постоянны, причем $K_{T1} \neq K_{T2}$. Поэтому регулировать

тормозные силы – значит изменять давление в контурах тормозного привода.

Для полного использования сил сцепления давления p_1 и p_2 необходимо изменять согласно выражениям

$$p_1 = \frac{P_{T1}}{K_{T1}} = \frac{Z_1 \cdot \Phi}{K_{T1}} = m_a \cdot g \cdot (b + \Phi \cdot h_e) \cdot \frac{\Phi}{(L \cdot K_{T1})}; \quad (5.4)$$

$$p_2 = m_a \cdot g \cdot (a - \Phi \cdot h_e) \cdot \frac{\Phi}{(L \cdot K_{T2})},$$

где L – база автомобиля.

Для оптимального регулирования тормозных сил давления p_1 и p_2 должны изменяться в зависимости от дорожных условий (коэффициента сцепления Φ) и нагрузки на мосты автомобиля.

Существуют три вида перераспределения тормозных сил по мостам:

- 1) постоянное (нерегулируемое);
- 2) регулируемое без обратной связи;
- 3) регулируемое с обратной связью.

В первом случае давление в контурах одинаковое $p_1 = p_2$ и обеспечивается постоянное соотношение $\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{K_{T1}}{K_{T2}}$.

Во втором случае (получившем наибольшее распространение) используются регуляторы тормозных сил (РТС). Они устанавливаются обычно в заднем контуре тормозного привода и обеспечивают определенный закон определения отношения P_{T2}/P_{T1} . Функциональная схема регулятора тормозных сил автомобиля показана на рис. 5.1.

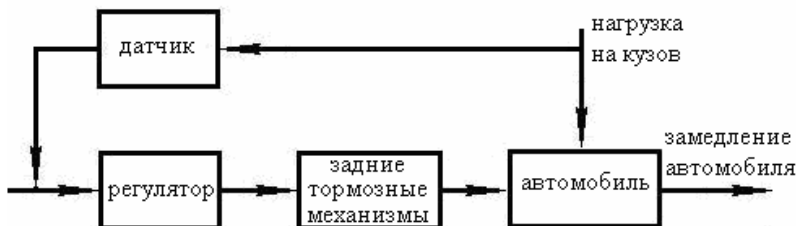


Рис. 5.1. Функциональная схема регулятора тормозных сил автомобиля

Из графика A (рис. 5.2), построенного по зависимостям (5.4), видно, что при $\Phi = \Phi_0$ и $p_1 = p_2$, т. е. при постоянном распределении

тормозных сил, полное использование сцепного веса обеспечивается лишь при определенных дорожных условиях. Поэтому при $\varphi < \varphi_0$ первыми блокируются колеса переднего моста и автомобиль теряет управляемость, а при $\varphi > \varphi_0$ — колеса заднего моста и автомобиль теряет устойчивость.

На графике *Б* показано идеальное соотношение давлений в контурах для груженого (кривая 2) и негруженого (кривая 3) автомобиля. Эти кривые построены на основании зависимостей (5.4), и каждая точка кривых соответствует определенным значениям коэффициента сцепления φ . Нерегулируемый привод характеризуется линией 1 ($p_1/p_2 = 1$).

График показывает, что для обеспечения идеального распределения тормозных сил при различных нагрузках и коэффициенте сцепления регулирование давления в тормозном приводе должно осуществляться по сложному нелинейному закону, практическое осуществление которого затруднительно.

Существующие регуляторы тормозных сил разрабатываются таким образом, что они реализуют кусочно-линейную зависимость p_1 и p_2 , т. е. линии OAB и OA_1B_1 . При любой интенсивности торможения (с этими характеристиками) обеспечивается опережающее блокирование передних колес, т. е. сохранение устойчивости движения автомобиля.

График зависимостей $p_1 = f(p_2)$ называют статической характеристикой регулятора. Эта характеристика имеет два одиночных параметра:

- 1) давление, при котором регулятор включается в работу (точка *A*), т. е. регулятор не исправляет работу привода;
- 2) коэффициент передачи (усиления) регулятора K_0 , который выражается тангенсом угла α наклона характеристики на участке *AB*, где давление равно

$$p_2 = p_{1A} + K_0 \cdot (p_1 - p_{1A}). \quad (5.5)$$

Тормозная система, оборудованная РТС, является разомкнутой САР по возмущению (статическая нагрузка и замедление).

Водитель, воздействуя на педаль тормоза, регулирует замедление автомобиля, которое определяется суммарной тормозной силой, а распределение тормозных сил между мостами производится

системой регулирования. Точность регулирования зависит от способности чувствительного элемента (упругая связь моста с элементом) передавать точную информацию о возмущающем действии.

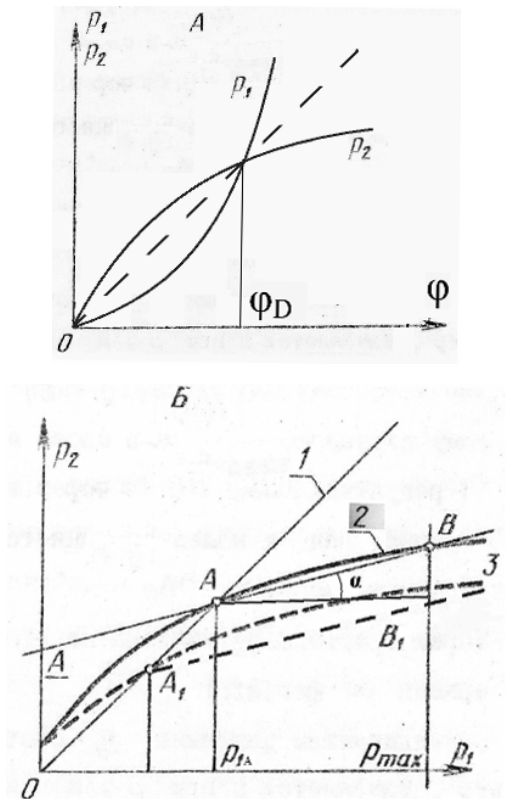


Рис. 5.2. Графики зависимостей P_{T1} и P_{T2} от коэффициента сцепления φ

По принципу действия и способу осуществления регулирования (по виду статической характеристики) все РТС, применяемые в тормозных системах автомобилей, делятся на два вида.

1. Ограничители давления (отсекатели), которые в диапазоне $p_1 > p_{1A}$ поддерживают давление в заднем контуре привода на постоянном уровне ($K_0 = 0$) с помощью специального клапана с уравновешивающей пружиной. Используются ограничители без коррекции точки включения (рис. 5.3,а) и с её коррекцией (рис. 5.3,б).

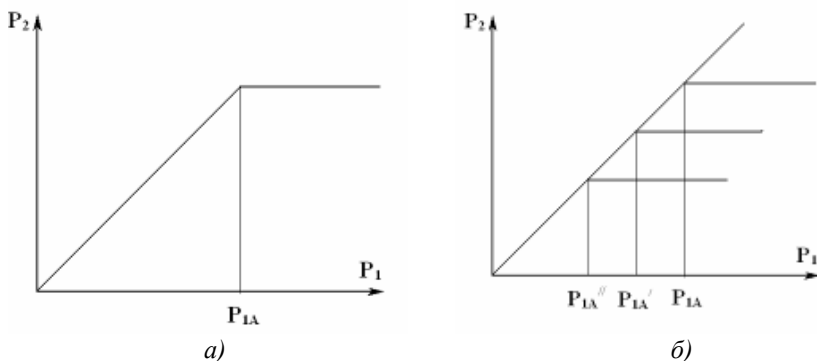


Рис. 5.3. Статические характеристики ограничителей давления

Коррекция точки включения ограничителей давления осуществляется в зависимости от нагрузки на задний мост (торсион одним концом соединен с мостом, другим – с поршнем ограничителя).

2. Регуляторы давления (компенсаторы), у которых после точки А изменяется наклон характеристики ($K_0 \neq 0$).

Регуляторы первого вида применяются мало, т. к. их реальная характеристика в значительной мере отличается от идеальной.

Регуляторы давления, в свою очередь, подразделяются на пять типов.

1. Регуляторы, снижающие интенсивность нарастания давления P_2 при достижении некоторого давления P_1 без коррекции давления в точке включения (рис. 5.4,а).

2. Регуляторы, осуществляющие коррекцию давления в точке включения в зависимости от нагрузки на задний мост, но с постоянным коэффициентом передачи (рис. 5.4,б).

3. Регуляторы, корректирующие коэффициент передачи при изменении нагрузки на задний мост, но при постоянном давлении в точке включения (рис. 5.4,в).

4. Регуляторы, осуществляющие коррекцию давления в точке включения и коэффициента передачи при изменении нагрузки на задний мост (рис. 5.4,г).

5. Регуляторы лучевого типа, изменяющие только коэффициент передачи в зависимости от нагрузки на задний мост (рис. 5.4,д).

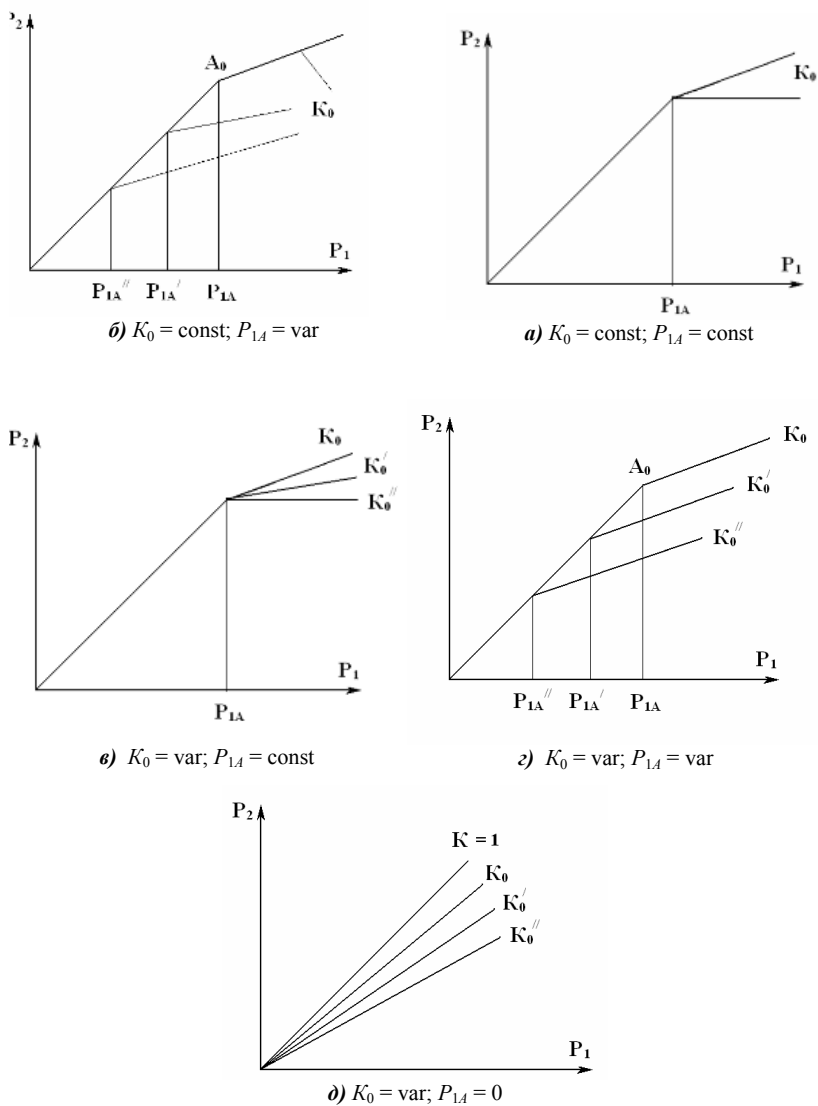


Рис. 5.4. Статические характеристики регуляторов давления

Принцип действия регулятора следующий.

Площади верхней и нижней частей клапана соответственно:

$$F_B = \pi D^2 / 4;$$

$$F_A = \pi (D^2 - d^2) / 4.$$

Неуравновешенная сила от давления жидкости стремится двигать дифференциальный поршень 1 вниз. Этому препятствует сила упругости P_y торсиона 7 и сила $P_{\text{ПР}}$ пружины 5. При достижении давления $P_{1A} = \frac{(P_y + P_{\text{ПР}})}{(F_B - F_A)}$ клапан закроется, разобщая полости А и Б. С этого момента (точка A_0 2-й тип) рост давления в полости А приводит к тому, что под действием суммарной силы $P_y + P_{\text{ПР}}$ и возрастающего давления P_1 закрытый объем полости Б стремится уменьшиться, а в задних тормозных механизмах устанавливается давление $P_2 = \frac{F_A}{F_B} \cdot P_1 + \frac{(P_y + P_{\text{ПР}})}{F_B}$.

При изменении нагрузки на задний мост изменяется сила P_y , а следовательно, закрытие клапана происходит при другом значении входного давления, и точка включения регулятора смещается, а коэффициент передачи $K_0 = F_A/F_B$ остается постоянным.

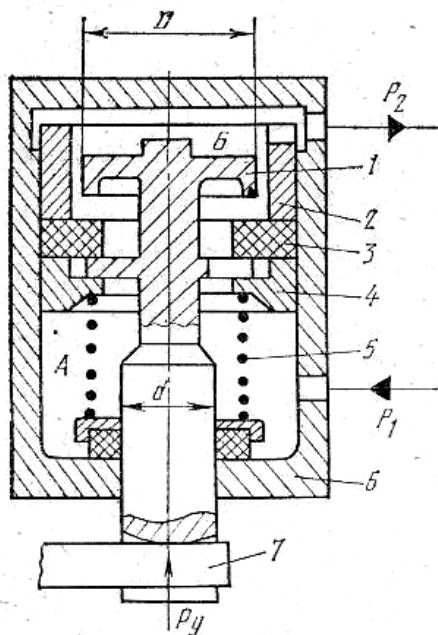


Рис. 5.5. Схема регулятора давления: 1 – дифференциальный поршень; 2 – втулка; 3 – уплотнительное кольцо; 4 – тарелка

Контрольные вопросы

1. Каково назначение регуляторов тормозных сил автомобиля?
2. Что такое статическая характеристика регулятора тормозных сил?
3. Опишите типы статических характеристик регуляторов тормозных сил.

6. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СИЛЫ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С ДОРОГОЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

6.1. Задачи регулирования силы сцепления колеса с дорогой

Известно, что одним из главных направлений совершенствования автомобиля является повышение безопасности его движения. Одним из эффективных способов повышения активной безопасности автомобиля является применение противоблокировочных систем, или на языке ТАР – систем автоматического регулирования оптимальной (максимальной) силы сцепления колес с дорогой. Такие системы устраняют занос автомобиля при торможении, улучшают управляемость, сокращают тормозной путь и износ шин.

Обычная тормозная система автомобиля при экстренном торможении осуществляет торможение передних и задних колес до юза. Нетрудно показать, что такой способ торможения не является эффективным и безопасным.

Коэффициент сцепления колеса с дорогой зависит от коэффициента скольжения ϵ (рис. 6.1). В тормозном режиме

$$\epsilon = \frac{(V - \omega_K \cdot r_K)}{V},$$

где V – скорость автомобиля; ω_K – угловая скорость; r_K – радиус качения колеса.

Характер кривых (рис. 6.1) зависит от многих факторов: материала и состояния дорожного покрытия, конструкции и материала шины, скорости движения автомобиля и т. д.

Если обозначить на кривой $\varphi = f(\epsilon)$ максимальную величину φ через φ^X , а соответствующую ей величину коэффициента скольжения (полная блокировка колеса) через ϵ^X и, наконец, коэффициент сцепления при $\epsilon = 1$ через φ^{XX} , то можно резюмировать следующее.

На сухой дороге (асфальт, бетон) $\epsilon^X = 0,1 - 0,3$, а φ^{XX} меньше φ^X на 0–20%, что объясняется оплавлением поверхности шины в пограничном слое.

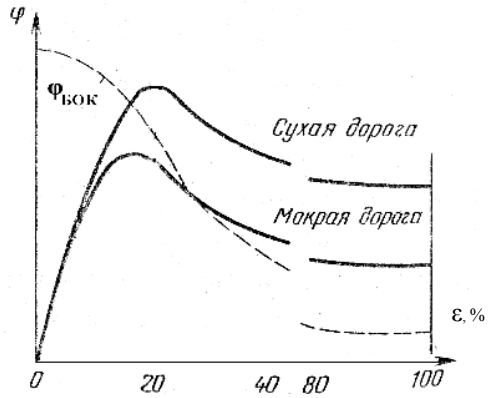


Рис. 6.1. Зависимость коэффициента сцепления колеса с дорогой от коэффициента скольжения

Для мокрой дороги $\epsilon^x = 0,3-0,5$, за которым идет резкое снижение ϕ^x . Значение ϕ^{xx} на 30–60% меньше, чем ϕ^x . Это происходит потому, что пленка воды на поверхности дороги действует как смазка, сильно снижая коэффициент сцепления колеса с дорогой. Существенное различие между ϕ^x и ϕ^{xx} имеет место при торможении на дороге, покрытой льдом (= 50%).

Схема сил, действующих на автомобиль при торможении, показана на рис. 6.2.

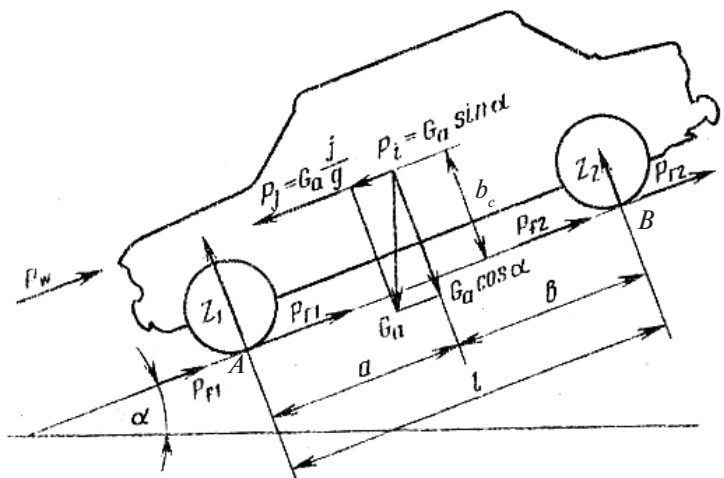


Рис. 6.2. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Сопротивлением воздуха качению пренебрегаем из-за малой скорости. Запишем систему уравнений:

$$\begin{aligned} Z_1 + Z_2 &= G_a + \cos \alpha; \\ X_1 &= \varphi \cdot Z_1; \\ X_2 &= \varphi \cdot Z_2; \\ X_1 + X_2 &= G \cdot \left(\frac{j}{g} \pm \sin \alpha \right), \end{aligned} \quad (6.1)$$

где (+) – спуск, (–) – подъем; x_1 и x_2 – суммарные силы сцепления двух передних и двух задних колес (на рис. 6.2 не показаны) $X = p_f + p$; z_1 и z_2 – суммарные нормальные реакции дороги, действующие на колеса передней и задней осей; α – угол наклона дороги, принимаемый положительным при движении автомобиля на спуске.

Для случая, когда передние и задние колеса имеют одинаковый коэффициент сцепления, замедление автомобиля определяется из выражения $j = g \cdot (\varphi_x \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha)$. Сумма моментов относительно точек A и B равна:

$$\Sigma_{\text{МОМ } A} = G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_C + \frac{G_a \cdot j}{g} \cdot h_C + Z_2 \cdot \ell - G_a \cdot \cos \alpha \cdot a = 0; \quad (6.2)$$

$$\Sigma_{\text{МОМ } A} = Z_1 \cdot \ell - G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_C - \frac{G \cdot j}{g} \cdot h_C + G_a \cdot \cos \alpha \cdot b = 0.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} Z_2 &= \frac{\left(G_a \cdot \cos \alpha \cdot a - G \cdot \sin \alpha \cdot h_C - \frac{G \cdot j}{g} \cdot h_C \right)}{\ell} = \\ &= \frac{G_a \left(a \cdot \cos \alpha \cdot h_C - \sin \alpha - \frac{\alpha_a h_C}{g} \right)}{\ell}. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Если $\alpha = 0$, тогда $z_2 = \frac{G_a \left(a - \frac{j_a h_C}{g} \right)}{\ell} = \frac{G_a (a - \varphi h_C)}{\ell}$, без вывода

$$z_1 = \frac{G_a (b - \varphi h_C)}{\ell}.$$

Далее рассмотрим уравнение динамического равновесия моментов, действующих на колесо относительно оси его вращения при торможении.

$$J_K \cdot \frac{d\omega_K}{dt} = X \cdot r - Z \cdot a - M_T, \quad (6.4)$$

где J – момент инерции колеса; M_T – тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом.

Разделив члены выражения (6.4) на r имеем

$$\left(\frac{J_K \cdot \frac{d\omega_K}{dt}}{r} \right) = X - F - P_f, \quad (6.5)$$

где $P_f = \frac{a}{r} \cdot Z$ – сила сопротивления качению; $F = \frac{M_T}{r}$ – тормозная сила.

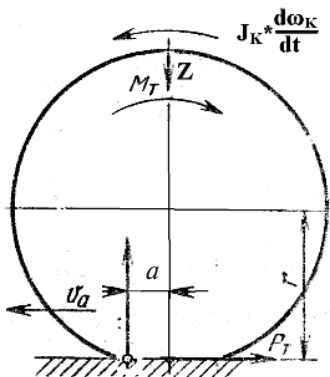


Рис. 6.3. Силы и моменты, действующие на колесо при его торможении

Если не учитывать сопротивление качению и инерционный момент колеса, который при торможении до юза равен нулю, то $X = F$.

Для данного случая, когда передние и задние колеса имеют одинаковый коэффициент сцепления, одинаковый коэффициент скольжения, тормозные силы находятся из следующих выражений:

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{G_a \cdot \cos \alpha}{\ell} \cdot (b + h_C) \cdot \varphi; \\ F_2 &= \frac{G_a \cdot \cos \alpha}{\ell} \cdot (a - h_C) \cdot \varphi. \end{aligned} \quad (6.6)$$

Отношение тормозных сил

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{(b + h_c \varphi)}{(a - h_c \varphi)}. \quad (6.7)$$

При данном отношении тормозных сил передние и задние колеса работают с одинаковым коэффициентом скольжения, в том числе при $\epsilon = 1$, т. е. одновременно достигают юза.

Для получения максимального замедления автомобиля необходимо, чтобы передние и задние колеса при торможении имели бы одинаковый коэффициент скольжения ϵ^x , которому соответствовал бы максимальный коэффициент сцепления φ . При обычном тормозном приводе этого невозможно добиться по двум причинам.

Обычный тормозной привод обеспечивает постоянное отношение тормозных сил (первая причина), которое на основании выражения $\frac{F_1}{F_2}$ обычно выбирают для $\varphi = 0,35$. При торможении на дороге с коэффициентом сцепления для $\varphi \neq 0,35$ задние и передние колеса имеют различные коэффициенты буксования и сцепления. В частности, во время торможения на дороге с $\varphi > 0,35$ при нажатии на педаль задние колеса раньше достигают юза, а передние продолжают катиться с некоторым коэффициентом буксования, что сохраняет управляемость автомобиля. При дальнейшем нажатии на педаль передние колеса тоже переходят в юз. При торможении на дороге с для $\varphi < 0,35$ вначале блокируются передние колеса, а потом задние. Таким образом, теоретически с обычным тормозным приводом можно обеспечить одновременное торможение передних и задних колес только при для $\varphi = 0,35$. Однако практически даже в этом случае водитель не получит максимальную величину φ , т. к. не сможет контролировать и поддерживать, нажимая на педаль тормоза с определенной силой, необходимый или близкий к необходимому коэффициент скольжения ϵ^x (вторая причина). В результате экстренное торможение, во всех случаях, осуществляется водителем при торможении передних и задних колес до юза. Эффективность оптимального торможения (при котором для всех колес коэффициент сцепления будет равен φ^x) по сравнению с торможением до юза оценивают отношением

$$K = \frac{\varphi^X}{\varphi^{XX}} = \frac{j_{max}}{j} = \frac{S}{S_{min}}, \quad (6.8)$$

где j и S – ускорение и тормозной путь автомобиля при торможении до юза; j_{max} и S_{min} – ускорение и тормозной путь при оптимальном торможении.

Оказывается, можно создать систему регулирования тормозной силы, которая будет обеспечивать торможение всех колес автомобиля на различных дорогах с оптимальным для этих дорог коэффициентом буксования ε^X и φ^X . Эта система предотвратит заносы автомобиля, улучшит управляемость при торможении, сократит тормозной путь и износ шин.

Системы регулирования оптимальной силы сцепления колеса с дорогой принято называть противоблокировочными или антиблокировочными системами.

6.2. Принцип регулирования силы сцепления колеса с дорогой

Для оптимального торможения необходимо иметь $x_1 = z_1 \cdot \varphi^X$ и $x_2 = z_2 \cdot \varphi^X$, т. е. тормозные силы (без учета инерционного момента и силы сопротивления качению) должны изменяться в зависимости от нагрузки z и коэффициента сцепления φ . Всего два параметра, один из них замерять просто, но до сих пор не найден способ, который позволил бы непосредственно замерять φ и находить для различных дорог его максимальное значение.

Трудность создания системы регулирования оптимальной силы сцепления колеса с дорогой привела к широкому применению на автомобилях так называемых регуляторов тормозных сил. Однако подобные устройства дают лишь некоторое улучшение процесса торможения.

Оптимальное торможение автомобиля на различных дорогах можно осуществить только при использовании автоматических систем, обеспечивающих с той или иной точностью торможение колес с максимальным для этих дорог коэффициентом φ . Есть несколько способов решения этой задачи.

Первый способ сводится к регулированию заданного режима скольжения колеса, т. е. к осуществлению скольжения колеса скоэффициентом ε , близким по значению к ε^X , соответствующему φ^X . В такой системе регулятор реагирует на отклонение $\Delta\varepsilon$ коэффициента скольжения от заданной величины ε_0 и меняет тормозную силу, в результате чего устраняется отклонение коэффициента скольжения и восстанавливается заданный режим скольжения. Следовательно, система работает по принципу отклонения, и этот принцип регулирования был применен в первых опытных антиблокировочных системах.

Для замера коэффициента скольжения ε необходимо было фиксировать угловую скорость колеса и V_a ; если речь идет о всех колесах, то это уже сложная задача. Скорость V_a обычно измеряли по величине замедления автомобиля с последующим ее интегрированием по времени, что приводило к появлению ошибок в определении скорости автомобиля, а значит, и коэффициента скольжения. Однако даже при точных замерах V_a такая система не была оптимальной. Это объясняется тем, что точка экстремума на кривой $\varphi = f(\varepsilon)$ меняется при изменении состояния дороги, типа шины в широких пределах (0,1–0,4). Чтобы не перейти в неустойчивую область торможения при $\varepsilon > \varepsilon^X$, систему необходимо настраивать с запасом на относительно небольшую величину регулируемого коэффициента ε , которому на многих дорогах соответствует коэффициент сцепления значительно меньший, чем φ^X . Так, если систему настроить на $\varepsilon = 0,1$, что приемлемо для сухой дороги, то на мокрой дороге используемый коэффициент сцепления окажется равным 0,4, т. е. на 30% меньше максимального для этой дороги, равного 0,6.

Оптимальное регулирование тормозных сил можно осуществлять на различных дорогах при использовании самонастраивающейся системы автоматического поиска, которая при помощи изменения давления жидкости или воздуха в тормозной системе отыскивает экстремум замедления автомобиля и осуществляет его торможение с максимальным замедлением j_{\max} , а следовательно, при максимальном коэффициенте сцепления колеса с дорогой φ^X .

Создание такой самонастраивающейся системы связано с большими трудностями, т. к. в небольшом диапазоне ε около ε^X

коэффициент φ , а следовательно, и сила X , и замедление автомобиля, меняются незначительно, т. е. нужен очень чувствительный датчик замедления автомобиля.

Такой принцип не использовался в разработке антиблокировочных систем (АБС), однако его применение при очень чувствительной измерительной аппаратуре возможно.

Все современные АБС относятся к самонастраивающимся системам автоматического поиска. Однако в отличие от рассмотренного они содержат датчик, реагирующий на изменение не линейного замедления автомобиля, а углового замедления колеса.

АБС представляет собой замкнутую систему автоматического регулирования, как правило, с релейным регулированием, и состоит из объекта регулирования (колесо автомобиля с тормозным механизмом) и автоматического регулятора, в который входит датчик угловой скорости колеса, управляющее устройство (электронно-решающий блок) и исполнительный орган (модулятор) (рис. 6.4).

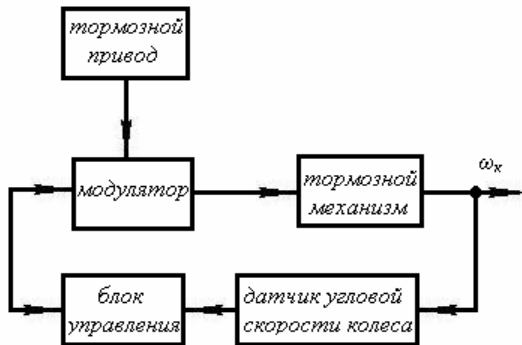


Рис. 6.4. Функциональная схема АБС

Принцип действия такой антиблокировочной системы удобно пояснить при помощи зависимости силы сцепления колеса с дорогой от коэффициента скольжения ϵ .

Построим график зависимости силы сцепления колеса с дорогой от коэффициента скольжения ϵ , принимая $z = \text{const}$ (рис. 6.5). Система содержит регулятор, а точнее – анализатор процесса, отыскивающий максимум коэффициента φ . Регулятор плавно уве-

личивает тормозную силу F во времени t , изменяя давление воздуха или жидкости, подводимых к тормозным механизмам. При увеличении F от 0 до значения, определяемого точкой 1, происходит увеличение силы X и ϵ , при этом в соответствии с выражением

$$J_K \cdot \frac{d\omega_K}{dt} = X - F - P_f$$

сила X остается меньше силы F на величину инерционного момента колеса J_K (принимая $P_f = 0$). При плавном нарастании во времени тормозной силы F на этом участке происходит медленное увеличение углового замедления колеса.

Если на участке от точки 0 до точки 1 прекратить увеличивать тормозную силу F и установить ее постоянной, то в соответствии с уравнением (6.5) угловое замедление колеса будет иметь постоянную величину, определяемую значением линейного замедления автомобиля. После точки 1 дальнейшее увеличение тормозной силы приводит к нестабильному режиму работы колеса, характеризуемому увеличением его углового замедления (колесо срывается на юз). Это объясняется тем, что сила X сцепления колеса с дорогой при увеличении ϵ снижается. Если в любой момент времени, соответствующий любому месту на участке от точки 1 до точки 2, прекратить увеличивать тормозную силу, то постоянный режим скольжения не установится ($\epsilon = \text{const}$). Под действием непрерывно нарастающей разности сил $F - X$ при $F = \text{const}$ будут непрерывно увеличиваться угловое замедление колеса $\frac{d\omega_K}{dt}$ и коэффициент буксования ϵ , и колесо быстро достигнет буксовки.

Увеличение темпа изменения углового замедления колеса свидетельствует о достижении колесом максимального коэффициента сцепления φ и силы X_{max} .

Датчик регулятора реагирует на угловое замедление колеса, и при замедлении, соответствующем точке 2, подается сигнал к уменьшению давления воздуха или жидкости в тормозной системе, а следовательно, к уменьшению тормозной силы F . В момент времени, соответствующий точке 3, при $F = X$ угловое замедление равно 0. В момент времени, соответствующий точке 4, регулятор устанавливает заданную постоянную минимальную тормозную силу F_{min} .

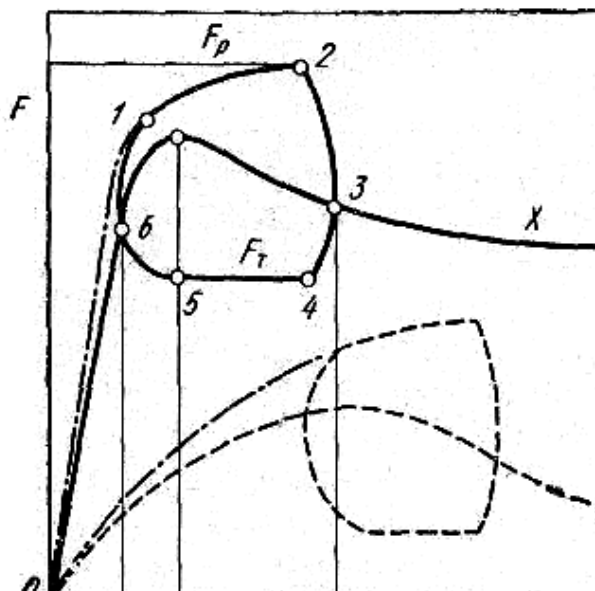


Рис. 6.5. График, иллюстрирующий принцип действия антиблокировочной системы

За период времени, соответствующий участку кривой от точки 3 до точки 5, по уравнению (6.5) видно, что происходит разгон колеса, сопровождающийся ростом его углового ускорения. В момент времени, характеризуемый точкой 5, это ускорение достигнет максимального значения, а вторая производная угловой скорости будет равна 0.

В этот момент вступает в действие датчик автоматической системы, реагирующей на максимальную величину углового ускорения колеса (точнее $\omega_k = 0$). Датчик подает сигнал к увеличению тормозной силы, и до момента времени, соответствующего точке 6, колесо продолжает разгоняться, а коэффициент ϵ снижаться. В момент времени, соответствующий точке 6, угловое ускорение колеса равно 0, после чего колесо начнет замедлять свое вращение. При определенной величине углового замедления колеса (точка 2) подается сигнал, в результате которого регулятор уменьшает тормозную силу, и весь цикл повторяется.

Таким образом, в процессе регулирования колесо то замедляет свое вращение, то разгоняется. Причем все время оно работает в диапазоне коэффициента буксования $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Этот диапазон должен быть как можно более узким, т. к. в этом случае ε будет близок к ε^X , а коэффициент сцепления φ будет близок к оптимальной величине φ^X . В современных антиблокировочных системах коэффициент скольжения ε удерживается в диапазоне $\varepsilon_1 - \varepsilon_2 = 0,2$, т. е. наибольшее отклонение $\Delta\varepsilon$ от ε^X составляет $\pm 0,1$, а средний используемый коэффициент сцепления φ отличается от максимального φ_{\max} на 3%. Другими словами, чем меньше площадь, образованная точками 1, 2...6, тем эффективнее торможение.

Отметим, что замедление автомобиля определяется не тормозной силой F , а значением силы X сцепления на участке от ε_1 до ε_2 , поэтому антиблокировочная система обеспечивает торможение автомобиля с максимально возможным на данной дороге замедлением.

Рассмотренная самонастраивающаяся система в отличие от обычной системы регулирования по отклонению регулируемой величины не поддерживает постоянной какую-то заданную величину коэффициента скольжения. Эта система для различных дорог и их характеристик $\varphi = f(\varepsilon)$ сама определяет величину ε_2 и соответствующий ей максимальный коэффициент сцепления, выдавая сигнал к изменению тормозной силы для сохранения значения ε близким к ε^X . На графике (рис. 6.5) это будет выглядеть следующим образом.

Если замедление автомобиля принять постоянным, то его скорость V изменяется по прямой (рис. 6.6). Оптимальному режиму торможения соответствует окружная скорость $\omega_K \cdot r_K$ — штриховая линия, отличающаяся от скорости автомобиля V_a на величину $1 - \varepsilon^X$. Антиблокировочная система обеспечивает колебания окружной скорости колеса (сплошная линия) относительно ее максимального значения (штриховая линия).

Частота колебаний тормозной силы составляет 2–8 Гц. При малой частоте колебаний система не обеспечивает работу колеса в узком диапазоне изменения коэффициента буксования, близкого к ε^X , и достаточно быструю приспособляемость к смене дорожных условий. Частота колебания тормозной силы зависит от типа датчика углового замедления колеса (при механических датчиках

частота мала) и от момента инерции колеса (при большом колесе сложно быстро разогнать и замедлить его). Однако и с этими низкими частотами 2–4 Гц применение антиблокировочной системы эффективно. У современных антиблокировочных систем частота колебаний тормозной силы составляет 4–12 Гц для гидравлического и 1–5 Гц – для пневматического привода тормозов.

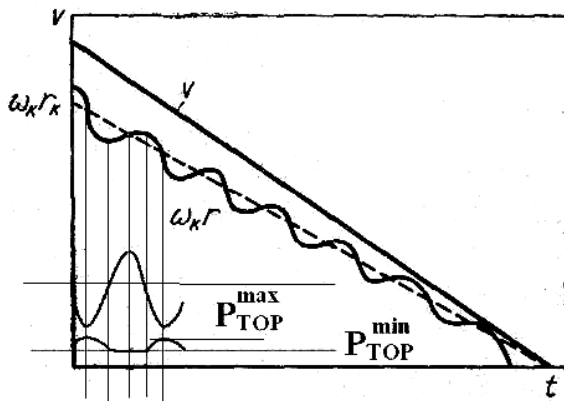


Рис. 6.6. График зависимости, характеризующий процесс торможения автомобиля во времени

Регулятор антиблокировочной системы состоит из двух основных элементов: модулятора давления жидкости (или воздуха) и датчика.

Модулятор по определенному закону увеличивает или уменьшает давление, поступающее к тормозным механизмам. В простейшем случае это клапан, соединяющий колесные тормозные цилиндры с главным тормозным цилиндром или со сливом. В пневматическом приводе модулятор соединяет тормозные камеры с тормозным краном или с атмосферой.

В зависимости от закона изменения давления в тормозных камерах или цилиндрах модуляторы давления подразделяют на двухфазные и многофазные.

В двухфазных имеются фаза оттормаживания и фаза затормаживания (увеличение давления – сброс давления) (рис. 6.7).

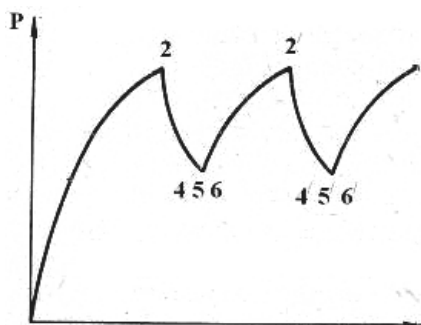


Рис. 6.7. Схема изменения давления в двухфазных модуляторах давления

В трехфазных (рис. 6.8) вводится еще одна фаза — выдержка — пос-

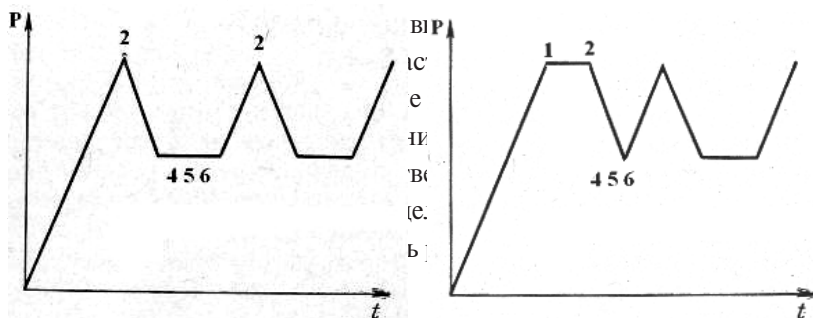


Рис. 6.8. Схема изменения давления в трехфазных модуляторах давления

Датчик определяет момент увеличения или уменьшения тормозной силы и, следовательно, замедления или разгона колеса и подает сигнал к модулятору, перестраивая его на новый режим работы, т. е. на увеличение или уменьшение давления. Возможно применение различных вариантов размещения датчиков и модуляторов давления в тормозном приводе. Рассмотрим основные из них (рис. 6.9).

1. Датчик и модулятор установлены в каждом колесе. При этом варианте обеспечен наименьший тормозной путь автомобиля, но не исключена возможность возникновения значительного момента относительно вертикальной оси автомобиля, когда на колесах одной его стороны коэффициент сцепления ϕ окажется меньше, чем на колесах другой стороны. Это, однако, не приведет к заносу, т. к. автомобиль сохраняет управляемость и водитель может исправить положение автомобиля поворотом рулевого колеса.

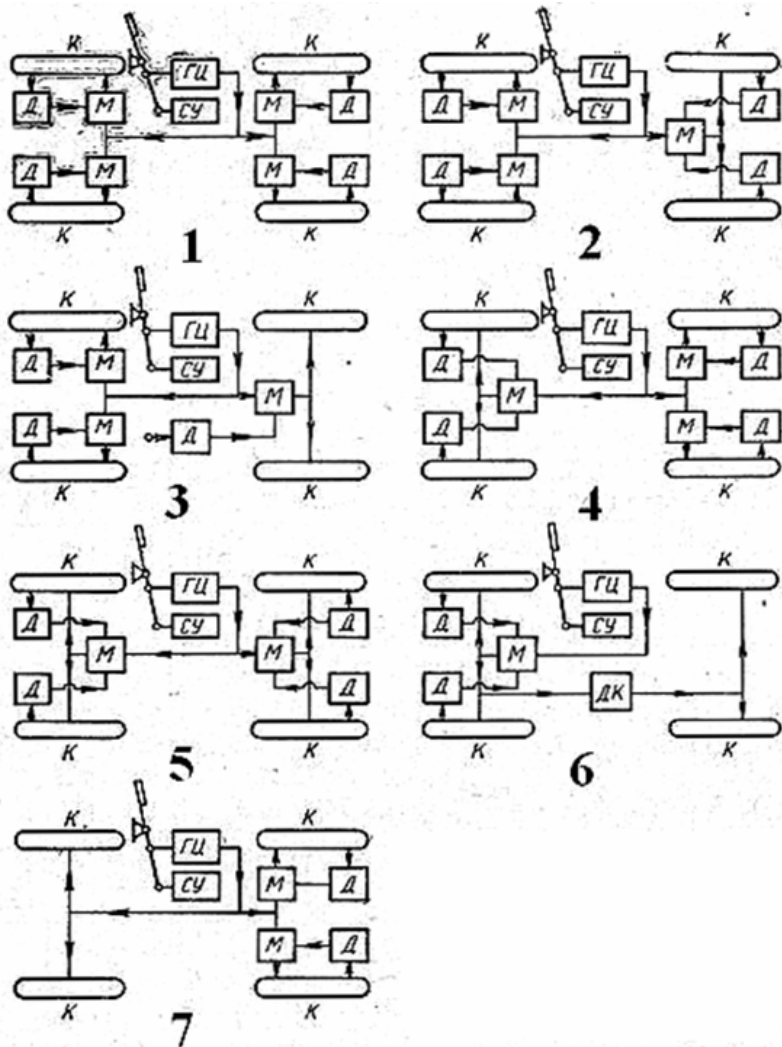


Рис. 6.9. Общие схемы антиблокировочных систем: Д – датчик; М – модулятор; К – колесный тормозной цилиндр; ГЦ – главный тормозной цилиндр; СУ – усилитель тормозного привода

2. Датчики установлены на всех колесах автомобиля, но на задних колесах установлен один общий модулятор давления. Тормозная сила на обоих задних колесах устанавливается одинаковой, поэтому тормозные силы не вызывают момента, стремящегося повернуть автомобиль. Тормозную силу на задних колесах контролирует датчик того колеса, которое находится на поверхности

с меньшим коэффициентом сцепления φ и раньше подвергается блокировке. Если у задних колес будут разные φ , то при таком варианте тормозной путь несколько увеличивается, но незначительно, поскольку тормозной эффект в основном обеспечивается передними колесами (это относится к автомобилям с одинаковым распределением веса по осям).

3. Каждое переднее колесо регулируется самостоятельно, а задние колеса имеют общие датчик и модулятор давления. Датчик установлен на корпусе дифференциала, а эффект от применения схемы — как у предыдущего варианта.

4. Датчики установлены на все колеса, но на передних колесах установлен общий модулятор давления. Тормозную силу может контролировать как датчик колеса, находящегося в худших условиях по сцеплению с дорогой, т. е. имеющего меньшую угловую скорость, так и датчик колеса, находящегося в лучших условиях по сцеплению, т. е. имеющего большую угловую скорость. В последнем случае не исключена блокировка одного из передних колес. В отличие от варианта с одним общим модулятором давления задних колес может оказаться более целесообразно управление модулятором при помощи датчика колеса, находящегося в лучших условиях по сцеплению. Это объясняется тем, что из-за перераспределения нормальных реакций тормозная сила передних колес значительно больше, чем задних, и контроль тормозной силы датчиком колеса, находящегося в лучших условиях по сцеплению, способен заметно уменьшить тормозной путь автомобиля. Блокировка же передних колес, тем более одного из них, не приводит к заносу.

5. Имеется один модулятор давления для задних колес, контролируемый датчиком колеса, находящегося в худших условиях по сцеплению с дорогой, и один модулятор давления передних колес, контролируемый датчиком колеса, находящегося в лучших условиях.

6. Датчики установлены только на передние колеса, а контролируемый ими модулятор меняет давление жидкости в колесных цилиндрах всех колес. При этом для необходимого распределения тормозной силы между передними и задними колесами давление жидкости, подводимое к задним колесам, еще раз меняется при помощи дозирующего клапана (ДК), чувствительного к нормальным

реакциям, действующим на задние колеса. Эти реакции замеряются по расстоянию между задним мостом и кузовом автомобиля. Такой вариант позволяет при регулировании тормозной силы получить более дешевую конструкцию.

7. Антиблокировочная система управляет только задними колесами. Такая система не приводит к уменьшению тормозного пути на сухой дороге и в основном используется для обеспечения устойчивости автомобиля при торможении. Данный вариант не исключает возможность блокировки передних колес, при которой автомобиль теряет управляемость. Это немедленно замечает водитель и ослабляет нажатие на педаль тормоза. Такой вариант значительно упрощает и удешевляет конструкцию.

Для последнего варианта возможны такие разновидности: два датчика и один общий модулятор задних колес; один общий датчик, установленный на карданном валу, и один общий модулятор.

Установка антиблокировочной системы только на передние колеса (а это дает заметное сокращение тормозного пути) нецелесообразна из-за невыполнения системой более важной задачи – устранения заноса автомобиля при торможении.

6.3. Регулятор антиблокировочной системы с механическими датчиками

Основным элементом антиблокировочной системы является регулятор, который управляет исполнительным устройством, состоящим из колесного тормозного цилиндра (или тормозной камеры) и тормозного механизма, создающего тормозную силу.

Схема регулятора антиблокировочной системы с механическим датчиком показана на рис. 6.10.

Рассмотрим конструкцию системы, используемой на автомобилях с гидравлической тормозной системой, предназначенной для регулирования тормозной силы только задних колес автомобиля, которую, однако, можно установить и на все колеса.

Корпус датчика углового замедления приводится во вращение клиноременной передачей от карданного вала автомобиля. Шкив 5 клиноременной передачи, укрепленный на подшипниках на неподвижной ступице 2, жестко соединен с корпусом датчика. Вращение

от шкива через штырь 7 передается диску 8. В диске выштампованы наклонные пазы, в которые входят шарики, помещенные в отверстия втулки 11. Втулка свободно сидит на оси 12. Пружина 6 при помощи толкателя 4 прижимает диск 8 через шарики к втулке 11 и приводит ее во вращение. Втулка соединена с маховиком 10 фрикционной муфтой 9, которая может иметь различное устройство. В подобных системах муфта часто представляет собой спиральную пружину, один конец которой соединен жестко с втулкой 11, а второй остается свободным. Благодаря упругости пружина прижимается к маховику и при помощи силы трения приводит его во вращение.

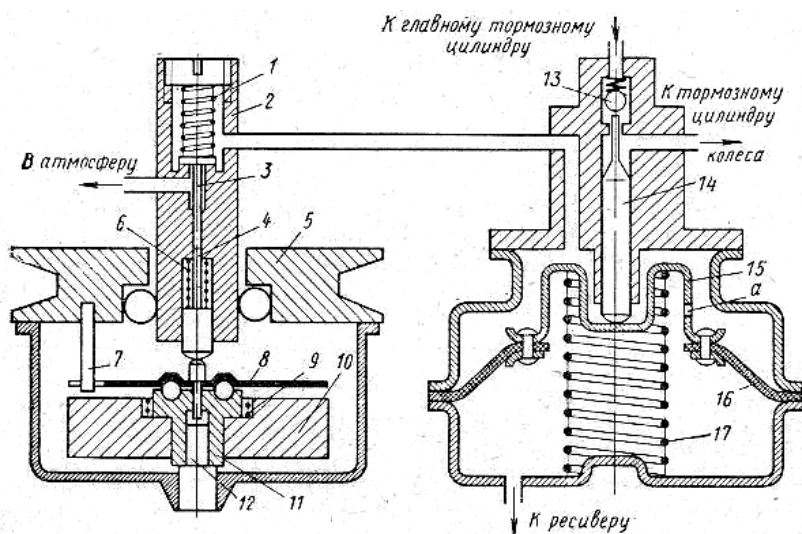


Рис. 6.10. Схема регулятора антиблокировочной системы с механическим датчиком

В обычном положении (движение автомобиля без торможения или служебное торможение) главный цилиндр соединен с колесными цилиндрами через шариковый клапан 13. Нижняя полость диафрагменной камеры постоянно соединена со всасывающей трубой двигателя, где есть разрежение, которое через дросселирующее отверстие *a* распространяется и на верхнюю полость. Давление в обеих полостях выравнивается, и пружина 17, действующая на стакан 15, поднимает плунжер 14 вверх. При экстренном торможении и умень-

шении угловой скорости колес и карданного вал, маховик 10, стремясь сохранить прежнюю скорость вращения, через фрикционную муфту 9 повертывает втулку 11. Шарик, взаимодействуя со скосами диска 8, поднимают его вверх, при этом преодолеваются сопротивления пружины 6 толкателя 4 и пружины 1 тарельчатого клапана 3 и клапан открывается. При полном ходе толкателя 4 вверх маховик 10 начинает вращаться относительно втулки 11 и диска 8, преодолевая сопротивление трения со стороны фрикционной муфты 9.

Через открывшийся клапан 3 верхняя полость диафрагменной камеры соединяется с атмосферой. Под действием атмосферного давления диафрагма 16 прогибается, опуская стакан 15 вниз, сжимая пружину 17. При этом под действием давления жидкости плунжер 14 опускается вниз, закрывая клапан 13. Продолжая опускаться, плунжер освобождает некоторый объем, в который вытесняется часть жидкости из тормозных цилиндров колес. Вследствие этого давление в тормозном цилиндре снижается и уменьшается тормозная сила. Колесо получает возможность снова разогнаться. При выравнивании угловых скоростей маховика 10 и диска 8 клапан 4 закрывается и верхняя полость диафрагменной камеры изолируется от атмосферы. Разрежение вновь поступает в верхнюю полость через дросселирующее отверстие *a*. Под действием пружины 17 стакан 15 и плунжер 14 поднимаются вверх и сначала выталкивают жидкость к колесным цилиндрам, а затем закрывают клапан 13. Тормозная сила возрастает, и тормозной цикл повторяется снова.

При торможении на скользкой дороге колесо при меньшей силе срывается на юз, т. е. торможение и растормаживание будут происходить при меньшем значении тормозной силы. Это значит, что система приспособляется к различным дорожным покрытиям.

Момент трения фрикционной муфты 9 должен быть достаточным, чтобы передать крутящий момент, затрачиваемый на перемещение диска 8 вверх и сжатие пружин 1 и 6.

Под действием момента трения угловая скорость маховика относительно быстро снижается и раньше достигает значения угловой скорости диска.

Недостатками регуляторов с механическими датчиками являются их относительно малая чувствительность и быстроедействие,

что мешает получить высокую частоту и малые колебания. Однако они просты по конструкции и имеют малую стоимость.

6.4. Регулятор антиблокировочной системы с электрическими датчиками

Электрические датчики, в отличие от механических, измеряют не угловое замедление колеса, а его угловую скорость.

В АБС (рис. 6.11) используется обратное нагнетание при трехфазном рабочем цикле. При торможении без блокировки колес электроклапан 3 соединяет колесные цилиндры с соответствующей секцией главного тормозного цилиндра 1 и тормозная система работает обычным образом.

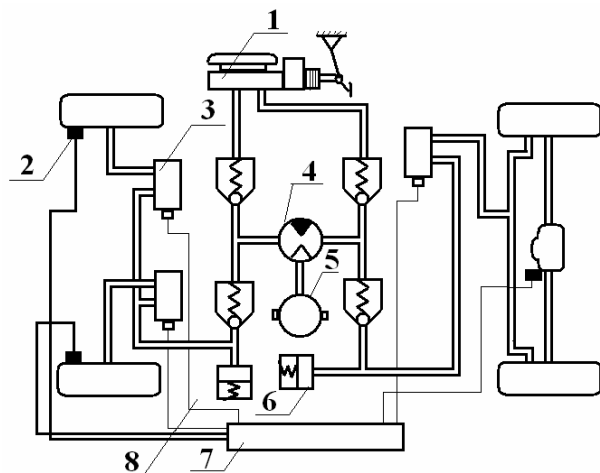


Рис. 6.11. Схема регулятора антиблокировочной системы с электрическим датчиком

Если блок управления 7, получая сигнал от датчиков угловой скорости 2, обнаруживает тенденцию к блокировке колес, то электроклапан 3 переводится в положение, при котором колесный тормозной цилиндр отсоединяется от главного тормозного цилиндра (ГТЦ) 1 и соединяется с магистралью слива. Жидкость перетекает в камеры гидроаккумулятора 6, а затем перекачивается насосом 4, приводимым в действие электродвигателем 5, в ГТЦ. Давление в

колесных цилиндрах уменьшается. В фазе выдержки давления электроклапан переводится в положение, при котором все магистрали отсоединены друг от друга. Следующая фаза нарастания давления осуществляется переводом электроклапана в первоначальное положение. Жидкость из ГТЦ вновь поступает в колесные цилиндры.

В случае отказа насоса торможение с антиблокировочной функцией прекращается, но работоспособность тормозного привода сохраняется.

Применение трехпозиционных клапанов позволяет использовать три клапана вместо шести двухпозиционных, обычно применяемых в АБС.

Для уменьшения износа и потерь на трение перемещение сердечника 2 производится по шарикам, заполняющим направляющий паз.

Принцип работы модулятора

При отсутствии тока в обмотке электромагнита 6 (рис. 6.12) клапаны 3, 4 находятся в нейтральном положении. При этом под действием пружины 5 сердечник 2 сдвигается вправо и перекрывает отверстие, связанное с возвратным насосом, обеспечивающим перекачку тормозной жидкости в ГТЦ. Жидкость поступает от ГТЦ к колесным тормозным цилиндрам.

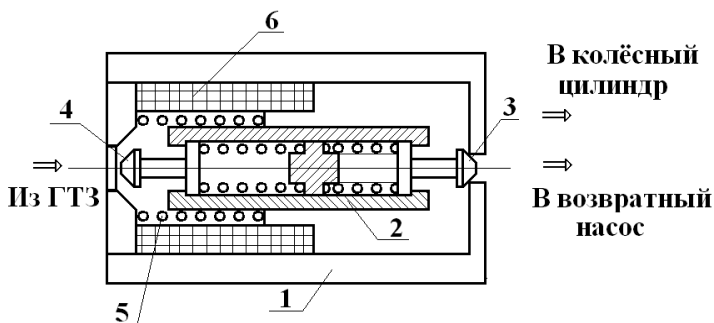


Рис. 6.12. Схема электроклапана модулятора

При подаче тока определенной величины на обмотку электромагнита 6 клапаны переводятся в положение выдержки, при этом электромагнитная сила сжимает пружину 5 и колесный цилиндр

отсоединяется от ГТЦ. Давление в колесном цилиндре поддерживается постоянным.

Дальнейшее увеличение силы тока приводит клапаны в положение слива. Сердечник перемещается в крайнее левое положение, сжимая пружину 5 и открывая отверстие слива. Давление в колесном цилиндре падает.

При отключении тока вновь жидкость подается из ГТЦ к колесному цилиндру. Каждый электроклапан модулятора потребляет мощность 2,5 Вт во второй и 5 Вт в третьей позиции. Суммарное потребление электроэнергии (клапанами и электродвигателем насоса) составляет 400 Вт.

Переднеприводные автомобили с диагональными контурами требуют дополнительного выравнивающего цилиндра, который снижает давление жидкости в колесных цилиндрах задних колес при срабатывании АБС.

Контрольные вопросы

1. Опишите принцип регулирования оптимальной силы сцепления колеса с дорогой.
2. Из каких основных элементов состоит антиблокировочная система автомобиля?
3. Какие вам известны схемы размещения датчиков и модуляторов давления в тормозном приводе?
4. Как подразделяются модуляторы давления в зависимости от закона изменения давления в тормозных камерах или цилиндрах?
5. Каков принцип работы АБС с механическим датчиком?
6. Охарактеризуйте принцип работы АБС с электрическим датчиком.

7. ПРОТИВОБУКСОВОЧНЫЕ СИСТЕМЫ (ПБС)

Выше был рассмотрен принцип, заложенный в антиблокировочных системах, — поддержание относительного скольжения тормозящих колес в узком диапазоне, обеспечивающем высокое значение коэффициента сцепления.

Этот же принцип может быть использован не только в тормозном режиме движения, но и в тяговом (при ускорении автомобиля).

По мере развития автомобилестроения непрерывно уменьшается так называемая удельная масса $m_{\text{д}} = \frac{M_a}{N_{e\text{max}}}$. Можно предположить, что эта тенденция сохранится в дальнейшем. Поэтому водитель должен все осторожнее пользоваться педалью акселератора, особенно в случаях низких коэффициентов сцепления. Потому что у автомобилей классической компоновки возможен занос задних ведущих колес, а у переднеприводных автомобилей возможна потеря управляемости.

Можно отметить следующие достоинства ПБС:

- увеличение силы тяги и повышение устойчивости автомобиля при трогании с места, разгоне и движении по поверхности с низким коэффициентом сцепления;
- увеличение проходимости по мягким грунтам;
- уменьшение нагрузок в трансмиссии при резком изменении коэффициента сцепления;
- снижение расхода топлива (особенно в зимних условиях);
- уменьшение износа шин;
- уменьшение утомляемости водителя.

7.1. Принцип регулирования буксования колес

Рассмотрим график изменения коэффициента сцепления в продольном направлении в зависимости от коэффициента буксования колеса. График имеет тот же вид, что и для скользящего колеса (рис. 6.1).

Для реализации большего тягового усилия необходимо, чтобы колесо работало с $\varepsilon = 0,3$, что обеспечит высокие сцепные свойства буксующего колеса и одновременно достаточный запас боковой ус-

тойчивости шины, поскольку коэффициент сцепления в боковом направлении в этой зоне имеет достаточную величину.

7.2. Методы регулирования проскальзывания ведущих колес

Существует большое количество методов регулирования проскальзывания ведущих колес, которые используются теми или иными фирмами.

Торможение ведущих колес

Допустим, что колеса левой стороны находятся на поверхности с низким коэффициентом сцепления ϕ , а колеса правой стороны – с высоким ϕ (рис. 7.1).

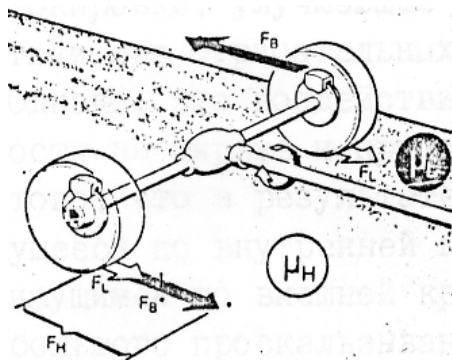


Рис. 7.1. Схема сил, действующих на буксующие ведущие колеса автомобиля

Левое ведущее колесо первым начинает буксовать, а в силу симметричного распределения моментов обычным шестеренчатым дифференциалом на небуксующее колесо передается небольшой момент, тяговой силы от которого становится недостаточно для движения.

Чтобы воспрепятствовать пробуксовке левого колеса, к нему прикладывают тормозное усилие $P_{тор}$. Пробуксовка колеса снижается, при этом другому колесу передается дополнительный крутящий момент, равный тормозному моменту пробуксовывающего колеса. Усилие $P_{дон}$ получается из $P_{тор}$ с учетом действующих плеч. Тяговое усилие растет, а автомобиль продолжает движение. При

необходимости тормозное усилие можно кратковременно создать и на колесе с более высоким ϕ .

Обычно этот способ используется в качестве дополнительного в сочетании с другими.

Для переднеприводных автомобилей этот метод используется только при трогании с места. Как правило, это делается кратковременно и ограничивается низкими скоростями, чтобы не перегрузить тормоза.

Левое ведущее колесо катится по асфальту, и отклонение его окружной скорости от скорости автомобиля находится в заданных пределах. У правого колеса эта разница выходит за допустимые пределы (рис. 7.2).

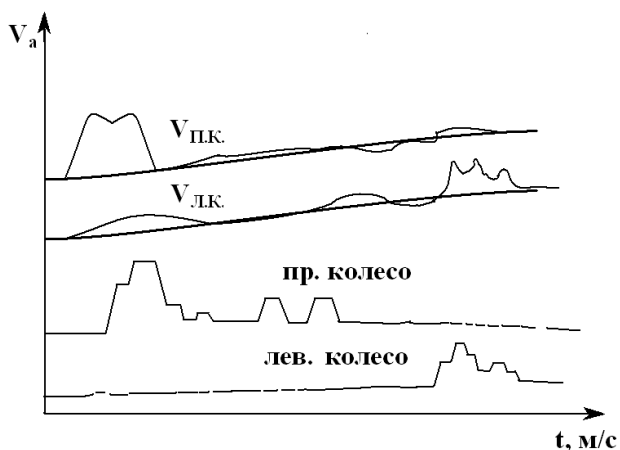


Рис. 7.2. Графики, характеризующие работу ПБС

Блок управления ПБС, определив данное состояние на основе информации колесных датчиков, дает команду на повышение давления в соответствующем колесном цилиндре тормоза. Такое регулирование сохраняется до тех пор, пока пробуксовка колеса не прекратится либо второе колесо не начнет пробуксовывать. Блок управления подает команду на притормаживание второго колеса; притормаживание двумя колесами допустимо лишь на очень короткое время, т. к. возможен перегрев тормозных механизмов.

Пример противобуксовочной системы показан на схеме (рис. 7.3).

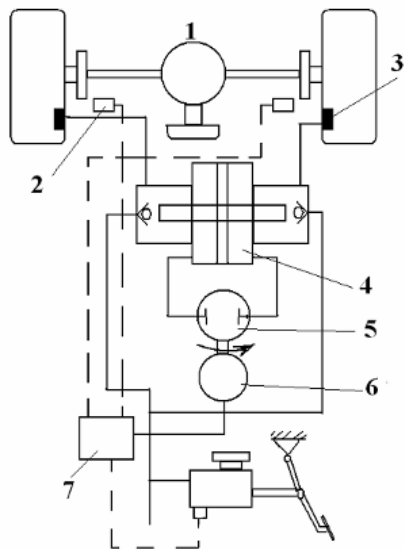


Рис. 7.3. Схема противобуксовочной системы

В электронный блок управления 7 (ЭБУ) поступают сигналы от датчиков 2 угловой скорости колеса. Если разность угловых скоростей колес ω_k выходит за пределы, характерные для криволинейного движения, то ЭБУ подает команду на притормаживание забегающего колеса посредством пневмогидравлического модулятора 4.

Модулятор представляет собой вакуумный цилиндр, к которому с обеих сторон присоединены гидроцилиндры, связанные с рабочими тормозными цилиндрами 3.

Вакуумный цилиндр разделен поршнем на две полости. Поршень может независимо перемещать поршни гидроцилиндров модулятора. Обе полости вакуумного цилиндра связаны с воздушным насосом 5, который в зависимости от направления вращения электродвигателя 6 создает в полостях либо избыточное давление, либо вакуум.

При поступлении сигнала от ЭБУ, указывающего на пробуксовку одного из колес, насос включается, поршень вакуумного цилиндра перемещается и воздействует на поршень соответству-

ющего гидроцилиндра. Шариковый клапан перекрывает магистраль к главному тормозному цилиндру. Затем давление повышается в соответствующем колесном цилиндре. Буксующее колесо притормаживается, в результате чего на другое колесо через дифференциал передается дополнительный крутящий момент, по величине равный тормозному. Получается эффект, аналогичный блокировке дифференциала. Данное положение поршней сохраняется до тех пор, пока угловые скорости колес выравниваются, после чего модулятор отключается.

При торможении ПБС отключается сигналом с включателя положения тормозной передачи.

Такие системы являются, как правило, составной частью АБС, при этом последние удорожаются на 20–25%.

Регулирование тягового усилия за счет воздействия на двигатель

Регулирование крутящего момента двигателя производится комплексным воздействием на дроссельную заслонку, систему зажигания и впрыск топлива.

Под этим нужно понимать следующее.

Если по команде водителя дроссельная заслонка открывается на угол, обеспечивающий подачу к колесам крутящего момента, больший, чем можно реализовать по условиям сцепления, то по команде от блока управления ПБС (куда подается информация об угловой скорости вращения ведущих колес, частоте вращения двигателя, положений дроссельной заслонки и др.) угол открытия может быть уменьшен до 10° за 100 мс (например, электродвигателем).

Такой способ обеспечивает плавный разгон автомобиля, равномерную нагрузку двигателя и постоянство состава отработавших газов, однако имеет относительно большое время реакции, что нежелательно для ПБС.

Поэтому для компенсации данного недостатка дополнительно осуществляется воздействие на систему зажигания. При этом угол опережения зажигания уменьшается прямо пропорционально пробуксовке ведущих колес. Если уменьшение угла опережения не приводит к желаемому снижению пробуксовки ведущих колес, то полностью отключается подача искры на свечи. Затем зажигание

включается, угол опережения плавно восстанавливается до оптимального, что обеспечивает плавное нарастание крутящего момента. Для предотвращения недопустимого увеличения токсичности выхлопных газов во время отключения зажигания прекращается впрыск топлива (если есть катализатор, то он не перегружается).

Такой вариант обеспечивает высокую устойчивость движения заднеприводных автомобилей и удовлетворительную управляемость переднеприводных. Повышение тягового усилия очень заметно при движении по дороге с различными коэффициентами сцепления.

7.3. Противобуксовочная система фирмы Volvo

Система управления тяговым усилием, разработанная этой фирмой, снижает мощность двигателя на скользких дорогах путем отключения некоторого числа цилиндров двигателя.

В микропроцессор поступает информация от датчиков угловой скорости всех колес и давления во впускном трубопроводе.

В блок управления заложены табличные данные о допустимых соотношениях степени буксования и тягового усилия для шести типов дорожного покрытия. Для определения величины буксования ведущих колес сравнивают значения угловой скорости всех колес. Тяговое усилие рассчитывается компьютером на основе величины разрежения во впускном трубопроводе, количества работающих цилиндров и угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Тип дорожного покрытия рассчитывается на основе текущего соотношения между тяговой силой на ведущих колесах и коэффициентом буксования. Для каждого типа покрытия отключается соответствующий цилиндр двигателя.

Известна ПБС фирмы Volvo с последовательным воздействием на турбонаддув и подачу топлива. Когда разность угловых скоростей ведомых и ведущих колес превышает пороговое значение (например, на 5%), то блок управления выдает команду на открытие заслонки системы турбонаддува и перепуск отработавших газов в обход турбины. Давление наддува падает, и мощность двигателя снижается. Если это не уменьшает буксование, то блок управления начинает воздействовать на электроклапаны форсунок, уменьшая подачу топлива.

Многие фирмы применяют варианты ПБС, при которых тяговые силы регулируются путем управления двигателем с одновременным воздействием на тормозную систему. Возможности различных вариантов ПБС можно продемонстрировать с помощью следующих графиков (рис. 7.4).

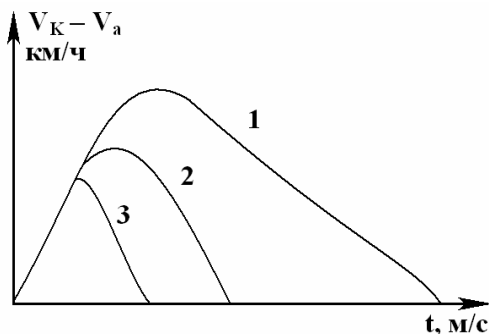


Рис. 7.4. Воздействие по времени различных противобуксовочных систем автомобилей

Регулирование только изменением дроссельной заслонки приводит к длительному и продолжительному отклонению разности скоростей в сравнении с регулированием системой, дополненной управлением зажиганием (впрыском) 2. Наконец, кривая 3 получена при управлении дроссельной заслонкой и тормозами ведущих колес.

7.4. Регулирование тяговых сил дифференциалом повышенного трения с регулируемым коэффициентом блокировки

В данном варианте гидравлическая часть АБС дополняется гидроаккумулятором и электромагнитным клапаном дифференциала.

Требуемый коэффициент блокировки достигается изменением давления жидкости на пакет фрикционных дисков, обеспечивающий необходимый момент трения между полуосевыми шестернями и корпусом дифференциала. При этом коэффициент блокировки изменяется от низшего до полной блокировки.

Данный вариант ПБС повышает тяговые свойства и проходимость автомобиля, особенно при движении по дороге с переменным коэффициентом сцепления φ . Он обладает преимуществами дифференциалов повышенного трения и вязкостных муфт и лишен их недостатков. Так, ПБС повышает устойчивость движения автомобиля на повороте без торможения (что свойственно дифференциалам повышенного трения) и в то же время не снижает устойчивости при торможении на повороте и не блокирует колеса между собой. Последнее сделало бы невозможным работу АБС.

В настоящее время в автомобилях широко используются вязкостные муфты и муфты Haldex.

7.5. Противобуксовочная система фирмы Daimler-Benz для полноприводных автомобилей Mercedes

Данная система автоматически подключает к постоянно включенному приводу на задние колеса (ступень 0) привод на передние колеса (ступень 1), вследствие чего задние колеса разгружаются и улучшаются тяговые свойства и курсовая устойчивость автомобиля.

При необходимости осуществляется автоматическая блокировка межосевого дифференциала повышенного трения (ступень 2) и блокировка межколесного заднего дифференциала повышенного трения (ступень 3).

Включение более высокой ступени происходит, если на предыдущей ступени буксование колес не уменьшается. При движении автомобиля по кривой система следит за его поперечным скольжением. Если разность скоростей передних колес при движении на ступени 0 (привод на задние колеса) превышает пороговое значение, то происходит переключение на ступень 1 (привод на обе оси), даже если пробуксовки задних колес нет.

Тормозной режим является приоритетным, т. е. при нажатии на педаль тормоза происходит переключение с высших ступеней на ступень 0. Такое автоматическое разблокирование дифференциалов обеспечивает эффективную работу АБС.

8. ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА SBC

Гидравлический тормозной привод всем хорош – особенно в сочетании с «умной» электроникой. Он предохраняет колеса от блокировки при торможении, помогает при трогании и разгоне на скользкой дороге, стабилизирует автомобиль при прохождении поворотов, препятствуя заносу.

В настоящее время появились разработки, усовершенствующие тормозную систему. Речь идет о варианте электрогидравлического тормозного привода – Sensotronic Brake Control (SBC). В этой системе электрические импульсы от датчика хода тормозной педали поступают на микрокомпьютер (рис. 8.1), который вычисляет оптимальное тормозное давление для каждого колеса в зависимости от конкретной дорожной ситуации. В результате при торможении в поворотах или на скользкой поверхности SBC обеспечивает большую активную безопасность, чем обычные тормозные системы.

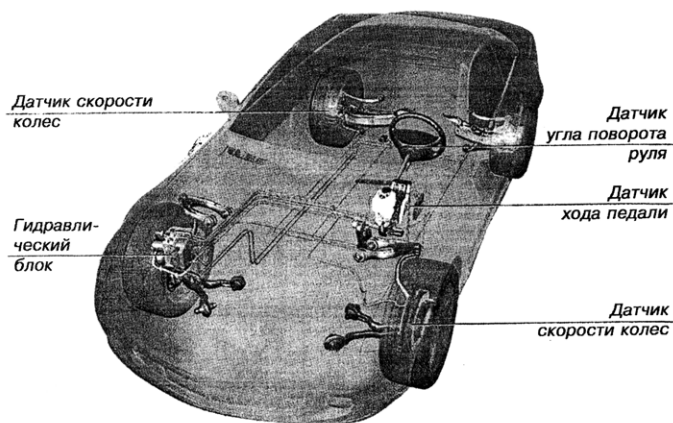


Рис. 8.1. Схема расположения элементов тормозной системы SBC на автомобиле

Главный исполнительный орган системы – электрогидравлический тормозной привод – силовой модуль, содержащий четыре колесных модулятора давления. Они определяют требуемое давление жидкости и посылают его к тормозам, выполняя условия микрокомпьютера. Таким образом, в интересах стабильной управ-

ляемости и оптимального замедления каждое колесо тормозится отдельно. Это делает работу системы SBC более тонкой, чем работа ESP и тем более ABS. Процесс контролируется датчиками давления внутри модуляторов.

Обеспечивает систему давлением управляемый компьютером электронасос, нагнетающий жидкость в гидроаккумулятор под давлением 140–160 бар. Этим достигается меньшее, чем в обычной системе, время реакции. Кроме того, в отличие от вакуумных усилителей полное тормозное усилие имеется и при неработающем двигателе.

Поскольку источник тормозного усилия обходится без вакуумного усилителя, создаваемые тормозные силы совершенно не зависят от работы двигателя и его типа (бензиновый или дизельный). Но главное преимущество электрогидравлического тормозного привода — чрезвычайно высокая скорость нарастания давления в тормозных камерах, что особенно важно при экстренных торможениях. Рассмотрим эту ситуацию подробнее.

При внезапном появлении препятствия водитель резко нажимает на педаль тормоза. Именно скорость нажатия на педаль является ключом для определения необходимости экстренной остановки. Несколько лет назад появились специальные ускорители начала торможения, известные в англоязычной литературе как Brake Assist (BAS). Назначения таких устройств — как можно быстрее поднять давление в тормозных камерах и прижать колодки к дискам, чтобы начать торможение с меньшим опозданием.

Благодаря наличию аккумулятора высокого давления электрогидравлический тормозной привод значительно превосходит современные ускорители начала торможения. Это понятно: давление тормозной жидкости в ускорителе начала торможения возрастает с нуля, что требует большего времени. Испытания показали, что тормозной путь спортивного автомобиля, оборудованного SBC, при экстренном торможении с начальной скорости 120 км/ч сокращается примерно на 3% по сравнению с таким же автомобилем, оборудованным обычным тормозным приводом.

В критических ситуациях, связанных со сносом передней оси или заносом задней, электрогидравлический тормозной привод выполняет функцию системы динамической стабилизации. При-

чем благодаря более быстрым (из-за гидроаккумулятора высокого давления) и более точным (наличие четырех датчиков, измеряющих давление тормозной жидкости в каждом колесе) тормозным импульсам стабилизация наступает раньше. К тому же работа водителя по удержанию автомобиля на заданной траектории упрощается, что повышает комфортабельность езды.

При торможении в поворотах электрогидравлический тормозной привод обеспечивает большую безопасность благодаря переменному распределению тормозных сил в зависимости от ситуации. Дело тут вот в чем.

Обычная тормозная система распределяет тормозное давление одинаково по внутренним и внешним по отношению к центру поворота колесам. SBC автоматически увеличивает тормозное давление на внешних колесах, поскольку благодаря центробежной силе они нагружаются дополнительно, а следовательно, на них действуют большие тормозные силы (рис. 8.2). В то же время тормозное давление на внутренних колесах уменьшается, что позволяет автомобилю оставаться на задаваемой траектории движения. В результате при торможении в повороте удастся сочетать стабильное поведение автомобиля вместе с максимальным замедлением.

В SBC сохраняется и проверенный временем принцип распределения тормозных сил между передней и задней осями. Он хорошо известен еще с доэлектронной эры по регуляторам или ограничителям тормозных сил, устанавливаемым на задних мостах. Однако SBC значительно «умнее» механических регуляторов. Так, если торможение осуществляется с небольшой скорости, SBC автоматически увеличивает долю тормозной силы, приходящуюся на заднюю ось, что позволяет улучшить поведение автомобиля и достигнуть равномерного износа тормозных дисков и колодок на обеих осях.

Отсутствие непосредственной гидравлической связи между педалью тормоза и тормозными механизмами исключает возникновение вибрации педали, сопровождающей действие ABS в обычных тормозных системах. Кстати, проведенные специалистами исследования показали, что почти две трети всех водителей пугаются, когда возникают пульсации от ABS. В результате они не усиливают нажатие на педаль, а даже склонны на короткое время отпускать

ее, удлиняя тем самым тормозной путь автомобиля. Поэтому новое решение повышает не только комфорт, но и безопасность.

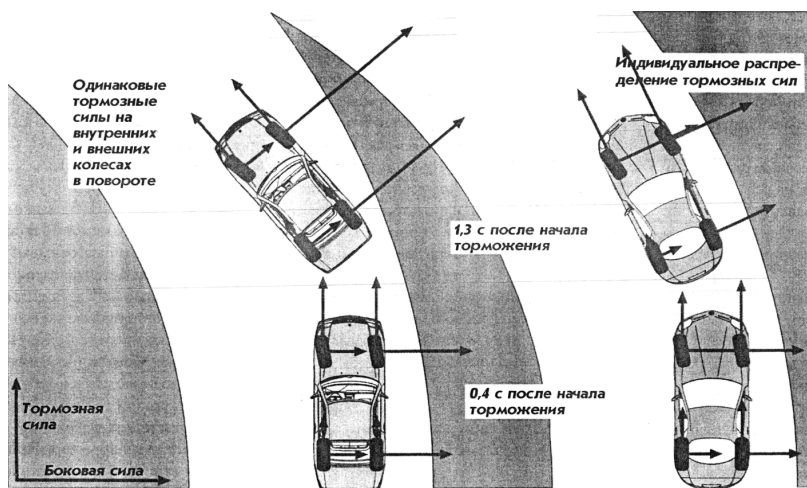


Рис. 8.2. Схема сил, действующих на колеса автомобиля при торможении на повороте без системы SBC и с системой SBC

При движении по мокрым дорогам происходит забрызгивание тормозных дисков и эффективность тормозной системы снижается. Для компенсации этого явления в систему введена функция сушки тормозов, действующая автоматически, если включены стеклоочистители. При этом SBC выдает короткие тормозные импульсы через равные промежутки времени (которые водитель не замечает), обеспечивая просушивание тормозных дисков.

Плотный городской транспортный поток заставляет водителя постоянно разгоняться и замедляться. В таких условиях полезна функция помощи в транспортных пробках, включаемая в режиме круиз-контроля. Теперь для движения в режиме «stop-and-go» водителю достаточно пользоваться только педалью акселератора: как только он снимает ногу с педали акселератора, SBC автоматически замедляет автомобиль, вплоть до остановки. Эта функция действует до достижения скорости 60 км/ч, после чего автоматически отключается.

При трогании на подъемах или спусках возможно скатывание автомобиля. Поэтому для успешного старта необходимо одновременно манипулировать педалями акселератора и тормоза. Для облегчения этой задачи имеется функция помощи при трогании. Чтобы ее включить, необходимо резко и сильно нажать на педаль тормоза. Автомобиль оказывается заторможенным SBC, а для трогания достаточно просто нажать на педаль акселератора. При этом происходит растормаживание и начинается плавный разгон.

9. ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Рост автомобильного парка и средних эксплуатационных скоростей движения автотранспортных средств (АТС) ведут к ужесточению требований к их активной безопасности, т. е. способности конструкции предотвращать дорожно-транспортные происшествия. В последние годы для обеспечения активной безопасности все более широкое распространение получают компьютерные технологии. Это прежде всего электронные системы контроля устойчивости (ESC), которые представляют собой разновидность так называемых интеллектуальных транспортных систем, информирующих водителя о дорожных условиях, предупреждающих его об опасности, а при необходимости осуществляющих автоматическое управление в целях предотвращения опасных ситуаций.

С точки зрения схемного исполнения ESC, как и любая интеллектуальная система, состоит из датчиков и управляемых компьютером исполнительных механизмов. Ее задача – повысить устойчивость автомобиля, в том числе против опрокидывания, и, как следствие, предотвратить потерю его управляемости.

Решается эта задача путем автоматического избирательного торможения (подтормаживания) отдельных колес, для того чтобы помочь водителю сохранить контроль над автомобилем и движение в нужном направлении в ситуациях, когда он начинает терять устойчивость, т. е. приближаться или достигать пределов сцепления колес с покрытием. Например, когда водитель неправильно выбрал скорость входа в поворот или применил неадекватные обстановке управляющие воздействия. В таких ситуациях, которые на практике возникают довольно часто, действия ESC могут помочь водителю не допустить сход транспортного средства (ТС) за пределы дороги и тем самым – предотвратить ДТП, связанное с переворотом автомобиля или его столкновением с различными препятствиями (деревьями, объектами дорожной инфраструктуры или другими транспортными средствами).

Такова в общих чертах «смысловая» характеристика ESC.

В США в целях нормативного регулирования (новый стандарт FMVSS 126) узаконено более широкое определение системы ESC,

которое базируется на материалах SAE. Согласно им ESC – система, которая, во-первых, предназначена для повышения устойчивости автомобиля за счет избирательного задействования тормозных механизмов отдельных колес, чтобы скорректировать крутящие моменты вокруг его вертикальной и продольной осей; во-вторых, управляется с помощью компьютера, использующего замкнутый алгоритм управления, т. е. цикл операций, включающий автоматические корректировки, которые основаны на результатах предыдущих операций, в целях ограничения избыточной или недостаточной поворачиваемости транспортного средства, когда это необходимо; в-третьих, имеет приборы, измеряющие угловую скорость и угол дрейфа автомобиля, а также осуществляющие мониторинг управляющих воздействий водителя; в-четвертых, функционирует во всем диапазоне скоростей, за исключением тех, где вероятность потери управления транспортным средством крайне мала.

В рассматриваемом американском документе даны также определения некоторых терминов, используемых при создании ESC и их эксплуатации. Эти термины соответствуют общепринятым.

Так, угловая скорость – скорость изменения угла β направления движения (курсового угла) автомобиля при его вращении вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс; дрейф – отклонение продольной оси автомобиля от касательной к криволинейной траектории его движения, он – результат уводных характеристик эластичных шин. Угол дрейфа равен арктангенсу отношения боковой V_y и продольной V_x скоростей центра масс транспортного средства

$$\psi = \arctg \frac{V_y}{V_x}.$$

Очевидно, что при $V_y = 0$ и $\psi = 0$ (и это наиболее нормальная для автомобиля нейтральная поворачиваемость в данном случае) направление его продольной оси совпадает с вектором его же продольной скорости в центре масс.

Если вектор боковой скорости направлен в сторону центра криволинейной траектории, по которой движется автомобиль, то поворачиваемость недостаточная: автомобиль как бы пытается увеличить радиус своего поворота (рис. 9.1,а), при этом колеса теряют сцепление с опорной поверхностью, наступает снос автомобиля.

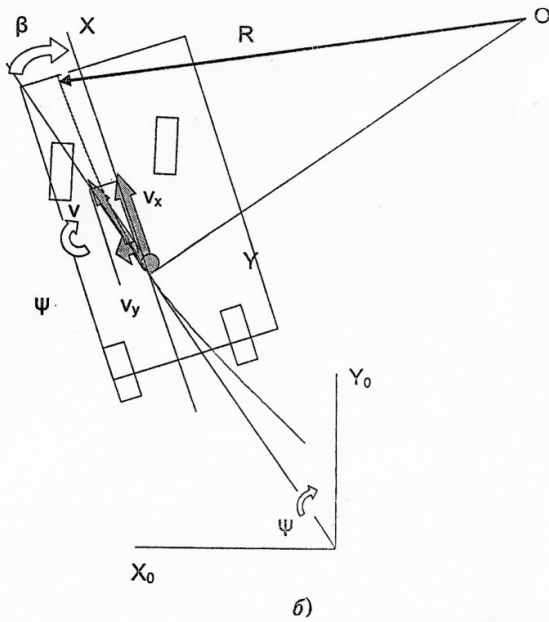
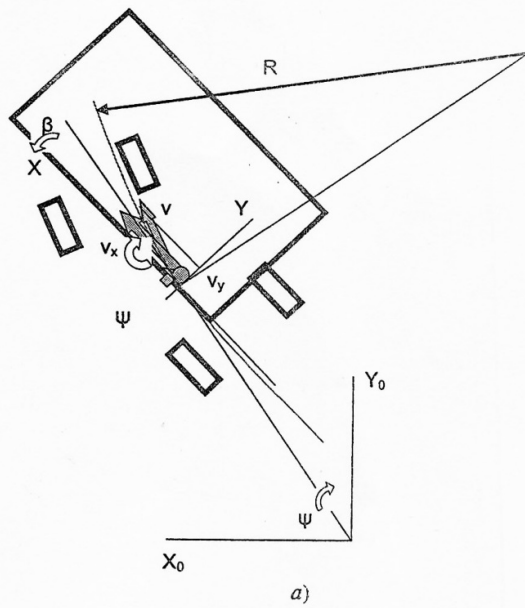


Рис. 9.1. Процесс поворота автомобиля при его недостаточной (а) и избыточной (б) поворачиваемости

Если вектор боковой скорости направлен от центра поворота, то поворачиваемость избыточная: автомобиль как бы пытается уменьшить радиус поворота (рис. 9.1,б). При потере сцепления колес с дорогой наступает занос.

В США в целях нормативного регулирования понятие «недостаточная (избыточная) поворачиваемость» сформулировали более конкретно: недостаточная (избыточная) поворачиваемость — состояние, при котором фактическая угловая скорость транспортного средства ниже (выше) его расчетной угловой скорости, которая должна была быть при среднем угле поворота управляемых колес, равном арктангенсу отношения базы B транспортного средства к радиусу R его поворота при движении с очень малой скоростью (угол Аккермана), то есть

$$\alpha_p < \operatorname{arctg} \frac{B}{R} \left(\alpha_p > \operatorname{arctg} \frac{B}{R} \right).$$

Такое «ограничение» недостаточной и избыточной поворачиваемости означает сохранение этих состояний в пределах, которые позволяют водителям управлять обычным автомобилем в критических ситуациях. Переход от недостаточной или избыточной поворачиваемости к нейтральной с помощью системы ESC невозможен.

Следует отметить и то, что современные системы ESC постоянно ограничивают избыточную поворачиваемость. Однако те из них, которые установлены на транспортных средствах с высоко расположенным центром масс, способны ограничивать и недостаточную поворачиваемость, но только на скользких поверхностях, где не существует опасность того, что такое вмешательство может увеличить вероятность переворота (опрокидывания).

ESC не может повысить и сцепление колес с дорогой. Так что если скорость слишком велика для фактического сцепления с дорогой, то даже оснащенный системой ESC автомобиль все равно съедет с дороги. Но в условиях, когда сцепление колес с дорогой сохраняется, ESC удерживает контроль над угловой скоростью ТС, определяя направление его движения и предотвращая слишком быстрое изменение направления (избыточная поворачиваемость) или, наоборот, замедленное изменение направления (недостаточная поворачиваемость). Это достигается посредством приложения

обратных крутящих моментов, создаваемых с помощью тормозных механизмов, а не рулевого управления.

Чтобы определить направление движения, заданное водителем, датчики изменяют скорость движения и угол поворота рулевого колеса, а чтобы определить реакцию ТС на управляющее воздействие, измеряются его боковое ускорение и угловая скорость.

Эту информацию ESC использует следующим образом.

Поскольку замеряется скорость движения и боковое ускорение ТС, компьютер может рассчитать фактический радиус криволинейной траектории, а затем по известным радиусу и скорости через соотношения для угла Аккермана – угловую скорость, соответствующую нейтральной поворачиваемости. В системе имеется датчик угловой скорости, поэтому компьютер сравнивает фактическую угловую скорость с расчетным ее значением для той траектории, по которой ТС движется. Если окажется, что между замеренным и расчетным уровнями угловой скорости начинается расхождение, что может быть, например, когда ТС, движущееся по кривой, начинает превышать скорость движения, т. е. приближаться к границе потери устойчивости, и водитель еще не ощущает этого, ESC автоматически подтормаживает одно из колес. В итоге возникает неравномерное распределение продольных сил, что заставляет транспортное средство изменить направление движения без участия рулевого управления.

Действие ESC иллюстрирует рис. 9.2.

Видно, что при избыточной поворачиваемости (рис. 9.2,*а*) возможны потеря сцепления задними колесами и занос. Фактическая угловая скорость ТС выше расчетного значения. В связи с этим ESC подтормаживает переднее наружное по отношению к центру поворота колесо, что удерживает автомобиль на намеченной траектории. При недостаточной же поворачиваемости (рис. 9.2,*б*) возможны потеря сцепления передними колесами и снос, поскольку фактическая угловая скорость меньше расчетной. Система ESC подтормаживает заднее внутреннее по отношению к центру поворота колесо, что опять-таки удерживает автомобиль на намеченной траектории. Причем в обоих случаях она действует так быстро, что водитель практически не чувствует необходимости корректировать

направление движения рулевым колесом. Даже если водитель тормозит, потому что поворот оказался более крутым, чем он думал, система имеет возможность применить неравномерное торможение, если необходимо. Более того, действие ESC дает эффект тогда, когда шины достигли предела сцепления с дорогой, потому что тормозная сила на отдельном колесе и уменьшение поперечной силы, происходящее одновременно с приложением тормозной силы, создают эффект, необходимый для возникновения нужного крутящего момента вокруг вертикальной оси. Следовательно, ESC может быть особенно полезной для скользкой поверхности, причем для водителей любой квалификации. Другими словами, автомобиль, оснащенный ESC, имеет большой резерв устойчивости.

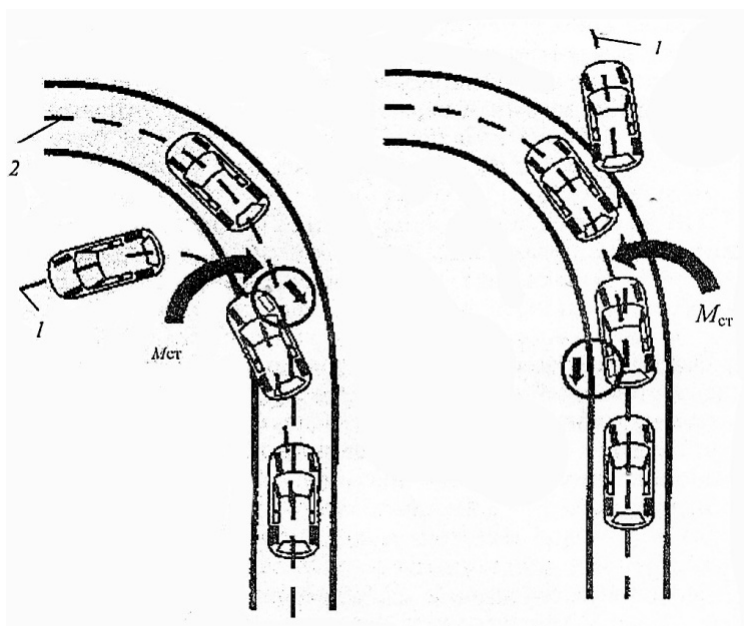


Рис. 9.2. Схема воздействия ESC на траекторию криволинейного движения автомобиля в случае его избыточной (а) и недостаточной (б) поворачиваемости: 1 – автомобиль не оснащен ESC; 2 – автомобиль оснащен ESC

Таким образом, основная функция ESC – повышение устойчивости ТС. Многие из таких систем выполняют и некоторые дополнительные функции. Например, снижают мощность двигателя в момент

их вмешательства в управление и тем самым замедляют движение ТС, удерживая его на намеченной траектории после того, как произошло корректирование направления; обеспечивают автоматическое торможение всех четырех колес, значительно уменьшая скорость ТС.

ESC транспортных средств с высоко расположенным центром масс (например, многоцелевых автомобилей) часто запрограммированы для выполнения функции, известной под названием «контроль устойчивости при крене», который является прямой контрмерой против их опрокидывания. Причем некоторые из таких систем изменяют не только угол, но и скорость крена, что позволяет определить риск опрокидывания автомобиля; другие хранят в себе информацию о конструктивных характеристиках АТС, используемую для анализа того, не грозит ли ему опрокидывание.

Однако, какой бы из методов определения риска опрокидывания ни использовался, суть работы ESC остается одной и той же: снизить боковое ускорение до такой степени, чтобы колеса автомобиля не могли оторваться от опорной поверхности. Это вмешательство происходит таким же образом, как и вмешательство при избыточной поворачиваемости: включается тормозной механизм переднего наружного по отношению к центру поворота колеса с целью перевода автомобиля на траекторию с большим радиусом кривизны и, соответственно, с меньшим боковым ускорением.

Контрольные вопросы

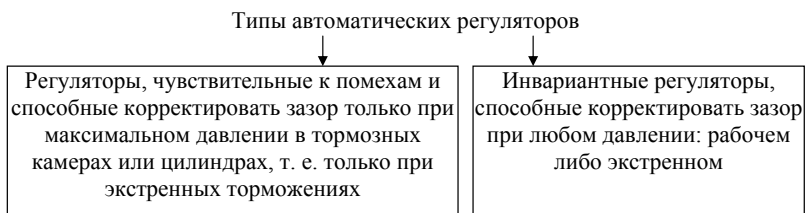
1. Каково назначение противобуксовочных систем?
2. Опишите принцип работы ПБС при торможении пробуксовывающего ведущего колеса автомобиля.
3. Назовите известные системы управления тяговым усилием на ведущих колесах автомобиля.
4. В чем заключается принцип работы тормозной системы SBC?
5. Какие задачи решаются электронной системой контроля устойчивости (ESC) движения автомобиля?
6. Объясните работу системы ESC при движении автомобиля на повороте с избыточной и недостаточной его поворачиваемостью.

10. РЕГУЛЯТОРЫ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

С увеличением зазоров между фрикционными накладками и барабаном (диском) тормозных механизмов снижается быстродействие и синхронность работы тормозной системы, уменьшается эффективность торможения, повышается расход сжатого воздуха или жидкости.

Для обеспечения оптимальных зазоров необходимо постоянно, по мере изнашивания накладок, корректировать зазоры. Ручное регулирование зазоров – это трудоемкий процесс, в особенности для грузовых автомобилей. Другим недостатком ручной регулировки является неизбежное увеличение зазоров в промежутках времени между регулировками. Чтобы поддержать зазор оптимальным, нужна частая и точная его регулировка, т. е. необходимо применение автоматических регуляторов зазоров.

Множество различных конструкций автоматических регуляторов зазоров можно разделить на два типа.



Рассмотрим функции, выполняемые отдельными элементами автоматического регулятора, и характер взаимодействия элементов. Функциональная схема регуляторов зазора показана на рис. 10.1.

УО – управляемый объект – тормозной механизм.

ИЭ – измерительный элемент, который измеряет перемещение $Z + d$ колодок или одной колодки и преобразует его в другую величину $k(z + d)$, где k – коэффициент преобразования величины в измерительном элементе, z – зазор между накладкой и барабаном, приведенный к точке a колодки, к которой прикладывается сила со стороны разжимного устройства, d – суммарная деформация барабана, накладки и колодки, приведенная к точке a колодки.

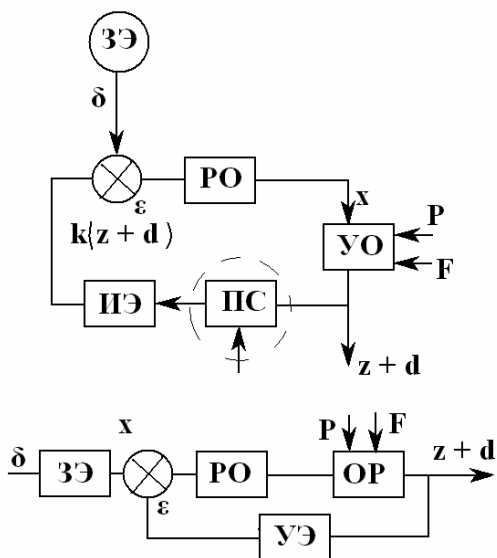


Рис. 10.1. Функциональная схема регуляторов затора

Характеристика тормозного механизма представлена на рис. 10.2.

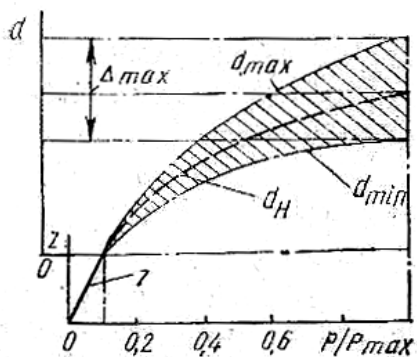


Рис. 10.2. Характеристика тормозного механизма

Полученное значение $k(z + d)$ сравнивается с установленным при помощи задающего элемента (ЗЭ) значением δ .

При рассогласовании указанных величин $\epsilon = k(z + d) - \delta$ перемещается регулирующий орган (РО), с помощью которого устраняются

появившиеся отклоненные зазоры z_3 между накладкой и барабаном от его номинального значения z_n . Функции регулирующего органа выполняет разжимное устройство тормоза (кулачок, клин, поршни гидроцилиндра) или дополнительное специальное устройство.

В инвариантных регуляторах (второго типа) кроме перечисленных элементов дополнительно применяется прерыватель связи (ПС), который при давлении в приводе, большем заданного, замыкает систему автоматического регулирования (САУ), регулятор при этом не работает.

Суммарное перемещение колодки (приведенное к точке a колодки) в процессе торможения складывается из значений z и d . Приведенная деформация d может существенно отличаться от номинальной d_n вследствие различных помех F_i , действующих на тормозной механизм. К этим помехам относятся главным образом отклонения коэффициента трения во фрикционной паре, распределение давлений по длине накладки, температуры. Эти отклонения носят случайный характер и обуславливают во многих конструкциях большой разброс деформации d (заштрихованное поле на рис. 10.2). Практика показывает, что указанный разброс Δ_{\max} приведенных деформаций d при максимальном давлении в приводе P_{\max} в некоторых конструкциях тормозов грузовых автомобилей намного превышает приведенный зазор z . Следовательно, для таких тормозных механизмов регуляторы первого типа непригодны (корректирующие зазор только при $P/P_{\max} = 1$), т. к. регулируемый зазор зависит от вышеупомянутых помех.

Регуляторы первого типа могут применяться с высокой степенью стабильности в тормозных механизмах, у которых $\Delta_{\max} < z$.

В других случаях должны применяться регуляторы второго типа (инвариантные), которые постоянно поддерживают заданный зазор независимо от помехи F .

Примеры регуляторов первого типа

При повышении давления в тормозной камере 1 (рис. 10.3) поворачивается рычаг разжимного кулака 2 и посредством заклиниваемых шариков или роликов 4 поворачивает храповик 3, который крепится на валу разжимного кулака 5. Перемещение δ ограничителя возврата 6 выбрано соответствующим полному перемещению

колодок при максимальном торможении и при нормальном зазоре, т. е. $\delta = k(z + d) \max$.

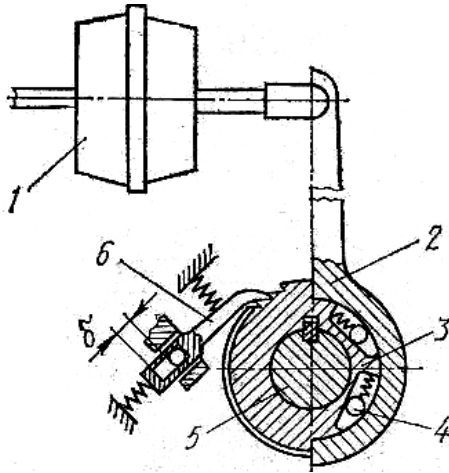


Рис. 10.3. Схема автоматического регулятора зазора первого типа, расположенного в рычаге разжимного кулака

Если накладка изнашивается и зазор увеличился, ход δ ограничителя возврата δ при P_{\max} окажется меньше приведенного к ограничителю $z + d$, и в результате ограничитель δ перескочит на один или несколько зубцов храповика 3 . Следовательно, возврат храповика против часовой стрелки при оттормаживании окажется меньшим его прямого хода (по часовой стрелке) при торможении, благодаря чему скорректируется регулируемый зазор.

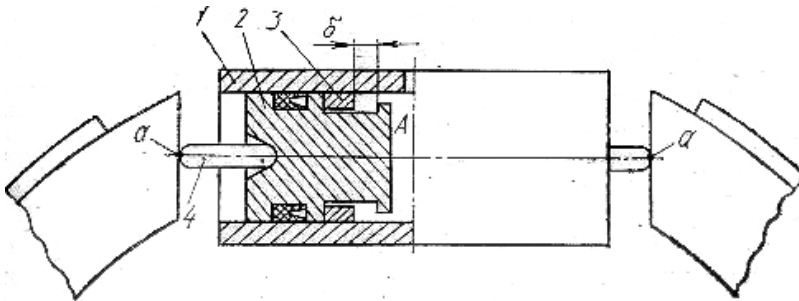


Рис. 10.4. Схема автоматического регулятора зазоров первого типа в гидроприводе тормозного механизма

В регуляторе (рис. 10.4), встроенном в гидроцилиндр 1 тормозного механизма, в процессе затормаживания поршень 2 перемещается под действием давления жидкости в полости *A* и посредством штока 4 прижимает колодку к барабану.

Если зазор, приведенный к точке колодки *a*, в результате изнашивания накладки окажется больше номинального, значение $z + d$ будет больше δ . В таком случае при экстренном торможении поршень 4 с помощью буртиков передвинет разрезное упругое кольцо 3 на $\varepsilon = z + d - \delta$ и тем самым скорректирует (уменьшит) зазор между накладкой и барабаном. При обратном ходе поршня 2 в процессе от тормаживания кольцо 3 не должно сдвигаться в обратную сторону.

Примеры регулятора второго типа

В регуляторах *второго типа* имеется прерыватель связи.

Рассмотрим принцип работы регулятора для пневматического привода тормозов (рис. 10.5).

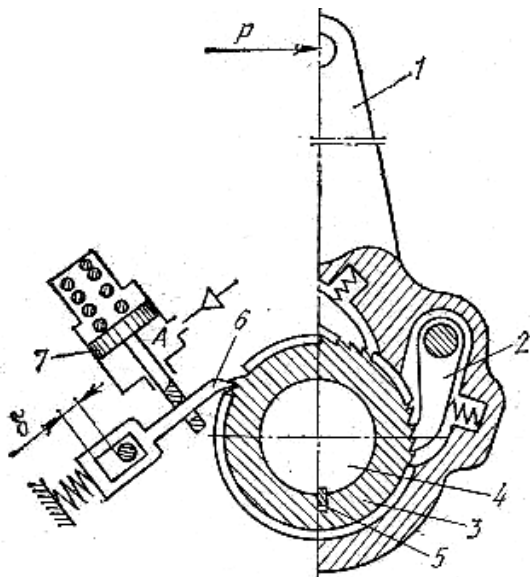


Рис. 10.5. Схема автоматического регулятора зазоров второго типа (для пневматического тормозного привода)

При повышении давления в тормозной камере возникает сила *P*, действующая на рычаг 1 разжимного кулака. Через зашелки 2

и храповик 3 сила P создает крутящий момент на валу 4 разжимного кулака. Последний поворачивается и раздвигает колодки тормозного механизма. Храповик 3 крепится неподвижно на валу 4 с помощью шпонки 5. Прерыватель связи (ПС) выполнен в виде подпружиненного поршня 7, который штоком связан с ограничителем возврата 6. Полость A прерывателя связи соединена с рабочей полостью тормозной камеры. Когда давление в тормозной камере и в полости A прерывателя связи достигает заданного, срабатывает прерыватель связи и ограничитель 6 поднимается вверх.

При оттормаживании разжимной кулак и храповик 3 вращаются против часовой стрелки, пока давление в полости A не снизится до заданного (обычно $0,1 \div 0,2 P_{\max}$), соответствующего нулевому зазору между накладкой и барабаном и близким к нулю деформациям деталей тормозного механизма. После этого ограничитель возврата 6 садится на храповик 3, дальнейшие вращения храповика против часовой стрелки ограничиваются ходом δ ограничителя. Значение δ задается исходя из номинального зазора и близкой к нулю деформации d' , т. е. $\delta = k(z + d') \approx kz$.

Когда изнашивается накладка и увеличивается зазор, появляется разница $\varepsilon = kz - \delta$, что вызывает перемещение защелки 2 на один или несколько зубцов храповика 3, в результате устраняется появившееся рассогласование ε .

Другим примером регуляторов инвариантного типа является схема для гидропривода тормозной системы (рис. 10.6).

Жидкость под давлением поступает из главного тормозного цилиндра 2 в полость A регулятора 1 и воздействует на поршень 3. Последний перемещается влево, вытесняя жидкость из полости B в рабочий цилиндр тормозного механизма 7. Когда давление в приводе достигает заданного $\approx 0,15 P_{\max}$, открывается клапан 4 и рабочий цилиндр тормоза сообщается напрямую с главным цилиндром.

В процессе оттормаживания жидкость проходит беспрепятственно от рабочего цилиндра через полости B и A к главному цилиндру 2 до тех пор, пока давление в приводе не упадет до вышеуказанного, при котором клапан 4 под действием пружины 5 закроется.

После этого обратное возвращение колодок происходит лишь за счет перемещения поршня 3 вправо на величину δ .

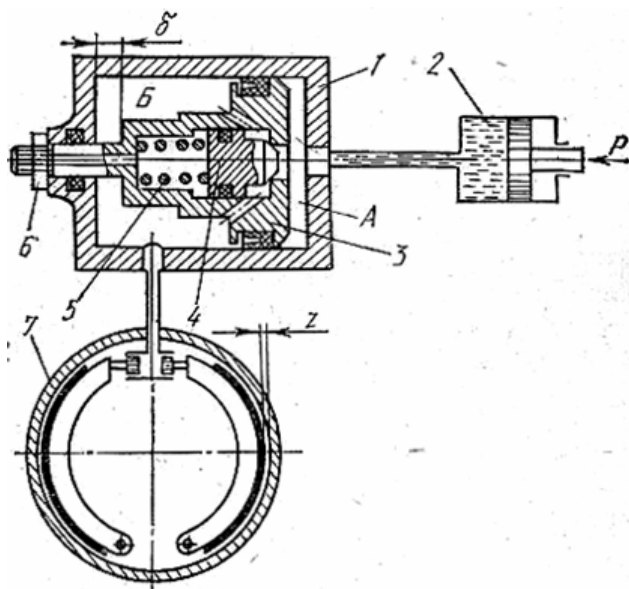


Рис. 10.6. Схема автоматического регулятора зазоров второго типа для гидравлического тормозного привода

Устранение появляющегося рассогласования ϵ происходит за счет того, что в рабочем гидроцилиндре остается и запирается поршнем 3 и клапаном 4 дополнительная порция жидкости, соответствующая износу накладок.

Прерывателем связи здесь является клапан 4, задатчиком – регулировочная гайка 6, измерительным устройством – поршень 3, регулирующим органом – рабочий цилиндр тормозного механизма.

Таким образом, инвариантные регуляторы, как видно из анализа их работы, нечувствительны к помехам в работе тормозных механизмов и обеспечивают высокую точность регулировки зазоров.

Контрольные вопросы

1. Опишите принцип работы регуляторов, нечувствительных к помехам в работе тормозных механизмов.
2. В чем заключается принцип работы регуляторов первого типа (корректирующих зазор только при максимальном давлении в тормозном приводе)?

11. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

11.1. Задачи регулирования подвески автомобиля

Улучшение плавности хода автомобиля является одной из наиболее актуальных проблем, стоящих перед автомобилестроителями. Недостаточная плавность хода ведет к снижению скорости автомобиля, переутомлению водителей и пассажиров, возрастанию динамических нагрузок, действующих со стороны дороги на автомобиль, и, следовательно, уменьшению срока его службы. Стремление улучшить плавность хода автомобилей привело к использованию регулируемых подвесок.

Подвеска автомобиля выполняет две функции:

- компенсирование воздействий от неровностей дороги (уменьшить колебания колес и кузова);
- обеспечение постоянного контакта колес автомобиля с дорогой.

Таким образом, подвеска обеспечивает и плавность хода, и безопасность движения автомобиля.

Системы автоматического управления подвесок должны изменять характеристики элементов подвески (в зависимости от нагрузки на кузов или от дорожных условий) с целью:

- улучшения плавности хода автомобиля (на 10–20%);
- повышения безопасности движения, устойчивости и управляемости (за счет более надежного контакта колеса с дорогой);
- стабилизации положения кузова (когда дорожный просвет не зависит от изменения нагрузки);
- уменьшения крена кузова на поворотах, а также продольных его колебаний при разгонах и торможениях (что, в свою очередь, связано с улучшением безопасности движения: луч света от фар в ночное время не меняет положения);
- улучшения аэродинамических характеристик автомобиля (при определенной высокой скорости движения кузов автомобиля опускается).

Внедрение «активных» подвесок в конструкции автомобиля началось в 50-х годах. Например, на «Паккарде» (1956) посредством

электродвигателя изменялся угол закрутки торсионов. Позднее на легковые автомобили стали устанавливать пневматические подвески, имеющие переменную жесткость (пневмоэлементы применялись еще в 30-х годах – цилиндр с поршнем, а затем резинокордовые упругие элементы). В силу ряда причин интерес автостроителей к таким подвескам был кратковременен, кроме фирмы «Ситроен», которая верна до сих пор своим традициям.

Изменение характеристик амортизаторов началось значительно позже, в 80-е годы.

11.2. Регулирование жесткости подвески и положения кузова автомобиля

Из теории подвески известно, что при изменении массы подпрессоренной части для сохранения неизменной плавности хода необходимо, чтобы упругая характеристика подвески представляла семейство кривых (рис. 11.1).

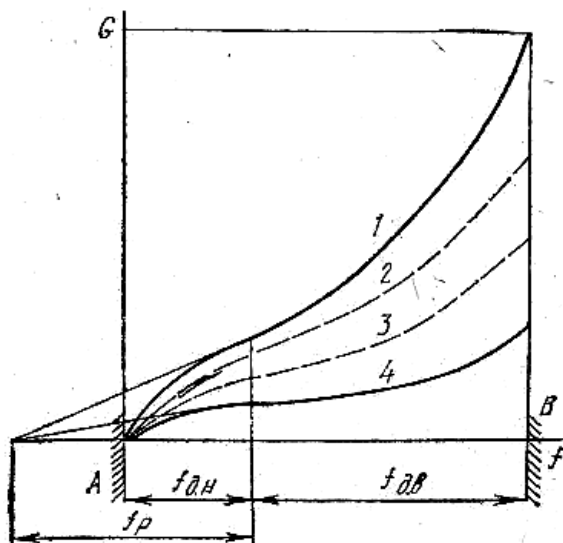


Рис. 11.1. Характеристики упругости подвески автомобиля при различных его нагрузках

Каждой кривой соответствуют одни и те же значения статического и динамического прогибов для автомобиля с грузом (кривая 1)

и без груза (кривая 4). Для получения такой характеристики необходимо изменять жесткость подвески в зависимости от статической вертикальной нагрузки и перемещения колеса относительно кузова. Частота собственных колебаний подрессоренной массы (кузова) остается всегда постоянной: $\omega = \text{const}$.

$$\omega = \sqrt{\frac{C_n}{M}}, \quad (11.1)$$

где C_n – жесткость подвески; m – подрессоренная масса автомобиля.

Системы автоматического управления подвесок должны изменять характеристики подвески, ее параметры в зависимости от нагрузки в кузове или дорожных условий с целью улучшения плавности хода автомобиля.

В подвесках с металлическими упругими элементами регулирование ввиду сложности его осуществления не применяется. При пневматических и гидропневматических упругих элементах применяются различные системы регулирования положения кузова и жесткости подвески.

Принцип действия регулируемой подвески несложный. При помощи различных датчиков измеряется один или несколько параметров, характеризующих перемещение кузова (например, его смещение, скорость смещения или ускорение) или изменение нагрузки, или дорожного возмущения (в первом случае – замкнутая САР, работающая по принципу отклонения, во втором случае – разомкнутая САР, работающая по принципу возмущения, рис. 11.2). По сигналам от датчиков кузов автоматически перемещается системой подвески так, чтобы его движение удовлетворяло бы заранее заданным требованиям. Датчики обычно располагают возле опорных точек кузова, чтобы обеспечить для подвески каждого колеса (или колесной оси) независимость действия от работы других систем.

Регулирование жесткости подвески имеет целью стабилизацию собственной частоты колебаний подрессоренной массы при любой нагрузке. Принципиальная схема регулирования жесткости подвески с резинокордными пневматическими баллонами показана на рис. 11.3.



Рис. 11.2. Пример функциональной схемы регулируемой подвески автомобиля

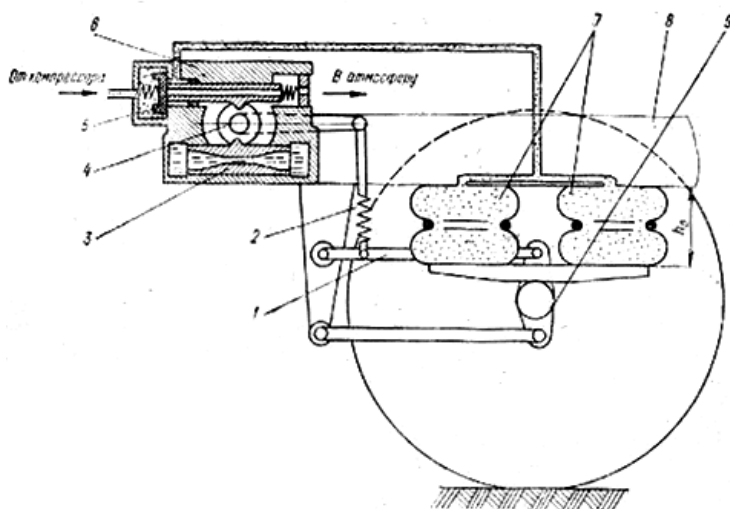


Рис. 11.3. Схема регулирования жесткости подвески

Золотниковый клапан 5 регулятора посредством кулачка с рычагом 4 и упругой тяги 2 связан с рычагом 1 подвески. При увеличении нагрузки объем и высота упругих элементов уменьшаются. Золотник, перемещаясь влево, подключает баллоны к компрессору. Уменьшение нагрузки приводит к перемещению золотника вправо, в результате чего часть воздуха выпускается в атмосферу. Таким образом, при любой нагрузке обеспечивается постоянство высоты между рамой и осью колеса.

Регулирование положения кузова (рис. 11.4) применяется для стабилизации расстояния от кузова до поверхности дороги при лю-

бых статических нагрузках. Это важно для автобусов с точки зрения удобства посадки пассажиров.

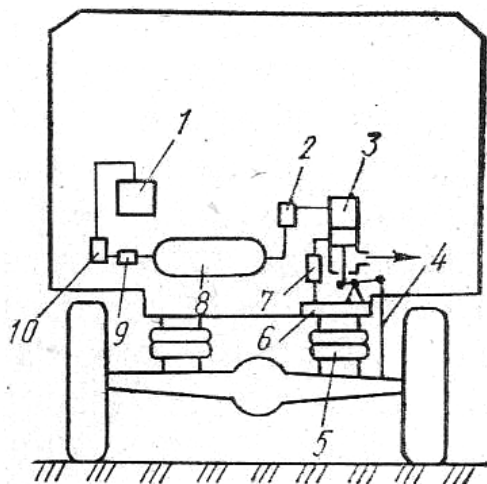


Рис. 11.4. Схема регулирования положения кузова автомобиля с пневматической подвеской

Компрессор 1 нагнетает сжатый воздух в ресивер 8 через фильтр-водомаслоотделитель 10 и регулятор давления 9. Из ресивера сжатый воздух поступает в регулятор постоянства высоты кузова 3. Воздухоочистители 2 и 7 предохраняют регулятор от попадания в него пыли. Двойной круглый баллон 5 соединен с дополнительным резервуаром 6, в который поступает воздух в случае увеличения его давления в упругом элементе при сжатии, что делает подвеску более мягкой.

Регулятор постоянства высоты кузова 3 обеспечивает при любой полезной нагрузке автомобиля одно и то же расстояние между мостом и кузовом. При возрастании нагрузки кузов автомобиля опускается и расстояние между ним и мостом уменьшается. Стойка 4 опускает поршень регулятора 3 вниз. Вследствие этого сжатый воздух проходит из ресивера 8 в дополнительный резервуар 6 и упругий элемент, увеличивая в нем давление, в результате чего расстояние между кузовом и мостом восстанавливается. При уменьшении полезной нагрузки автомобиля положение кузова также не изменяется вследствие уменьшения давления сжатого воздуха в упругом элементе. Ре-

регулятор постоянства высоты кузова имеет специальное устройство, которое замедляет его срабатывание. Поэтому регулятор действует только при изменении статической нагрузки и не реагирует на колебания автомобиля при движении по неровностям дороги.

Другой пример системы регулирования положения кузова автомобиля (рис. 11.5).

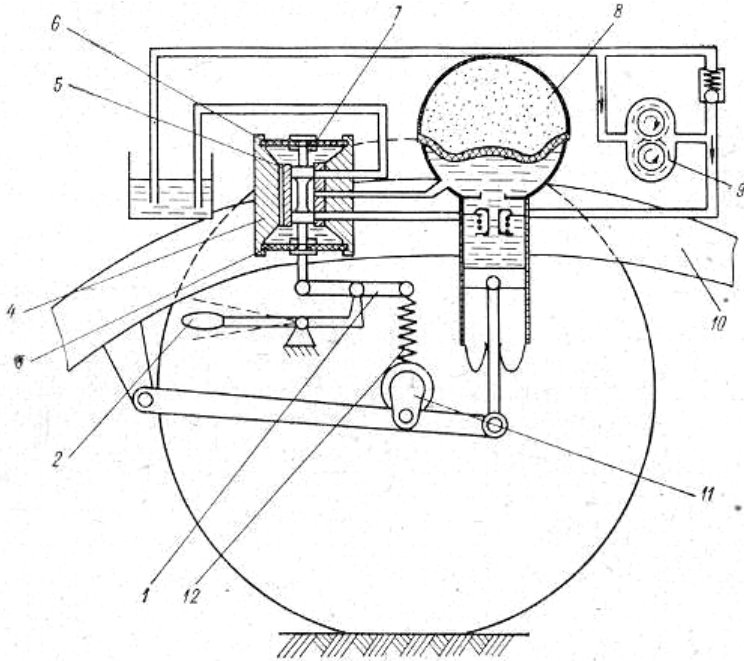


Рис. 11.5. Схема регулирования положения кузова автомобиля с гидропневматической подвеской

Принципиальная схема регулирования положения кузова выглядит так. Корпус регулятора 4 установлен на раме 10, а его золотник 7 при помощи рычага 1 и упругой тяги 12 связан с осью колеса. При увеличении нагрузки возрастает давление и уменьшается объем газа в гидропневматической рессоре 8. Соответственно уменьшается расстояние между осью колеса и рамой (кузовом). Золотник регулятора перемещается вниз, и осуществляется подвод масла от насоса 9 к гидропневматической рессоре до тех пор, пока не восстановится

прежнее положение кузова, на которое настроен регулятор. При уменьшении нагрузки золотник перемещается вверх, масло из гидropневматической рессоры отводится в бак и кузов опускается. Стабилизация положения кузова обеспечивает постоянство динамического хода подвески, что улучшает плавность хода автомобиля.

Чтобы регулятор не реагировал на динамические изменения прогиба при колебаниях автомобиля, в его корпусе выполнены две полости, заполненные маслом и закрытые резиновыми диафрагмами 3 и 6. Обе полости сообщаются между собой калиброванным каналом 5 и образуют гидравлический замедлитель (демпфер). При статическом изменении нагрузки золотник перемещается медленно, и масло, вытесняемое из одной полости, перетекает без значительного сопротивления в другую через калиброванный канал.

При динамических изменениях нагрузки масло создает значительное сопротивление быстрым перемещениям золотника и он сохраняет среднее положение за счет упругих деформаций тяги.

При постоянной нагрузке положение кузова можно регулировать принудительно поворотом рукоятки 2 вокруг ее оси. Повороту по часовой стрелке соответствует перемещение золотника вниз. Кузов поднимается в верхнее положение, увеличивается дорожный просвет и динамический ход подвески.

Рассмотренная система регулирования не оказывает воздействия на жесткость упругого элемента.

Активная гидropневматическая подвеска фирмы «Ситроен»

В основе подвески (рис. 11.6) лежит гидropневматический элемент 4, разделенный эластичной диафрагмой. В верхней части находится газообразный азот, в нижней – масло. Цилиндр 3 также заполнен маслом. Шток поршня 2 соединен с поперечным рычагом передней подвески или с продольным 1 – задней подвески. Гидравлическая система находится под давлением 120 Бар, которое создается насосом, имеющим привод от двигателя. Принцип работы заключается в том, что на ходе сжатия жидкость под воздействием поршня поступает через гидроамортизатор 5 в баллон и сжимает газ за мембраной. Газ работает как пружина. На ходе отдачи жидкость перетекает обратно.

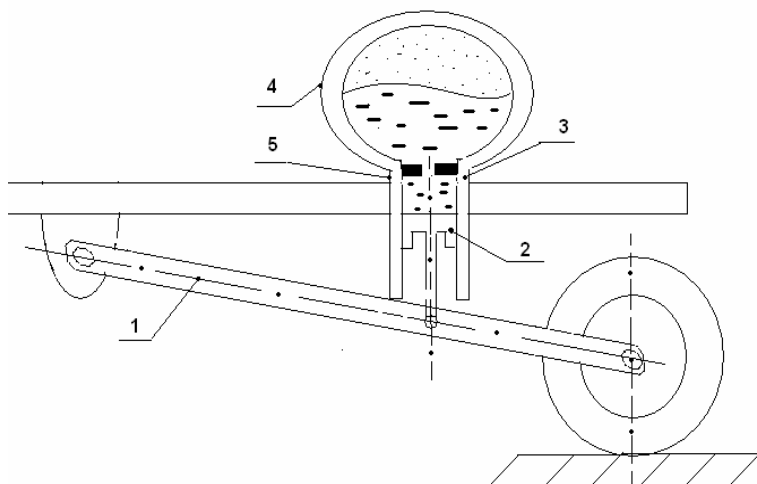


Рис. 11.6. Схема гидропневматической подвески автомобиля

На автомобиле «Ситроен-ХМ» устанавливаются шесть баллонов: по одному на каждое колесо и еще по одному на каждый мост (рис. 11.7). Подвеска может работать в двух режимах – так называемых «мягком» и «жестком».

«Мягкий» режим обеспечивает комфортабельность (повышенную плавность хода). При этом подвеска обладает большой гибкостью и умеренной амортизацией.

«Жесткий» режим улучшает устойчивость движения автомобиля и его безопасность.

Принцип работы подвески

Необходимо отметить, что управление подвеской осуществляется микропроцессором, который получает информацию от пяти датчиков:

- 1) угла поворота и угловой скорости рулевого колеса;
- 2) положения педали акселератора;
- 3) давления в тормозной системе;
- 4) крена кузова;
- 5) скорости автомобиля.

В память микропроцессора заложен ряд предельных параметров и их сочетаний, определенных на основе продолжительных

испытаний автомобилей. Эти данные сравниваются с получаемой от датчиков информацией, и микропроцессор выбирает соответствующий режим подвески. Включение гидравлической системы происходит за время $\ll 0,05$ с, т. е. немедленно для опережения динамической реакции автомобиля. Дополнительные баллон и амортизатор увеличивают «гибкость» подвески, т. е. расширяется диапазон изменения характеристик как упругого, так и демпфирующего элементов за счет изменения массы газа и появления дополнительных отверстий, через которые проходит жидкость.

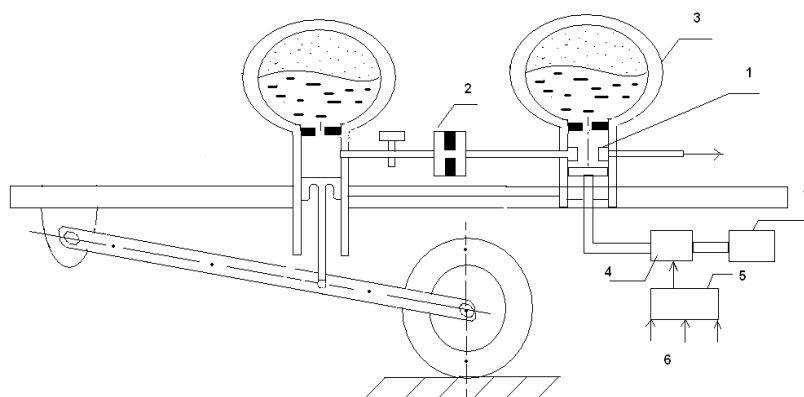


Рис. 11.7. Схема активной подвески автомобиля: 1 – регулятор жесткости; 2, 3 – дополнительные гидроамортизатор и гидропневматический баллон; 4 – электрогидроклапан; 5 – микропроцессор; 6 – информация от датчиков; 7 – гидроаккумулятор

По командам микропроцессора регулятор жесткости при помощи электроклапана подключает или отключает третий гидропневматический баллон и два амортизатора, формируя режим работы подвески: «мягкий» → 3 баллона и 4 амортизатора; «жесткий» → 2 баллона и 2 амортизатора.

Мягкий режим: (рис. 11.7) электроклапан открывает доступ высокому давлению масла из гидроаккумулятора к золотнику регулятора жесткости. Последний соединяет три баллона. Масло циркулирует от гидроцилиндров подвески к баллону через дополнительные амортизаторы и обратно. (Количество отверстий растет, т. е. демпфирование снижается и жесткость подвески уменьшается.)

Жесткий режим: электроклапан закрыт, давление в системе равно нулю. Золотник регулятора жидкости находится в положении, препятствующем прохождению жидкости к дополнительному баллону.

Работа подвески зависит, как упоминалось, от полученной от датчиков информации. Основной режим работы подвески «мягкий», но если микропроцессор обнаружит отклонение полученных данных от заданных, то он подает команду на переход в «жесткий» режим.

Датчик угла поворота и угловой скорости рулевого колеса. Переход в «жесткий» режим происходит при достижении значения угла (или угловой скорости), зависящего от скорости автомобиля. Подвеска остается в данном режиме до тех пор, пока угол поворота рулевого колеса не будет ниже этого значения. В результате качка уменьшается и замедляется: с одной стороны – из-за «жесткого» режима, с другой – из-за прекращения сообщения между элементами подвески правой и левой сторон.

Датчик давления в тормозной магистрали. Переход в «жесткий» режим происходит при давлении, превышающем эталонное.

Датчик крена кузова. Крен кузова регистрирует поворот торсионного вала. Переход в «жесткий» режим происходит при угле крена больше эталонного значения.

Датчик скорости автомобиля. Является дополнительным фактором при переходе в «жесткий» режим по сигналам первых датчиков.

Датчик положения педали акселератора. Регулирует время, необходимое для прохождения 10% полного хода педали (такой же, как и датчик V_a), а также переход в «жесткий» режим при разгоне автомобиля. На приборной панели расположены переключатели, которыми водитель может задать одну из двух программ: «спорт» и «автоматика».

«Спорт». Питание на электроклапане отсутствует. Подвеска работает в «жестком» режиме. Однако при разгоне для уравнивания давления в элементах подвески обоих мостов автоматически меняется режим.

«Автоматика». Питание подается на электроклапан. Подвеска работает в «мягком» режиме. В зависимости от информации датчиков микропроцессор переводит или нет работу подвески в «жесткий» режим.

Активные подвески с регулированием перемещений колес либо демпфирования в подвеске в зависимости от профиля дороги

Перспективным считается направление, когда при движении автомобиля получают информацию о величине и форме неровностей, т. е. элементы подвески – упругий или демпфирующий – наделяются «зрением». Схема такой подвески выглядит следующим образом (рис. 11.8).

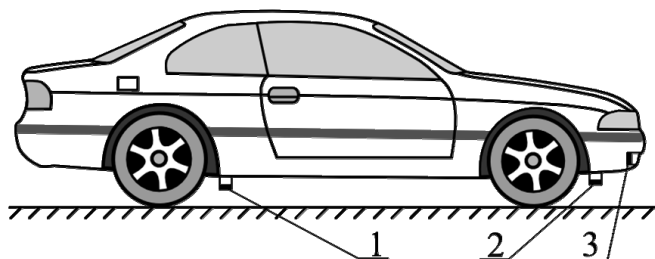


Рис. 11.8. Схема автомобиля с датчиками, определяющими профиль дороги

Распознавательную функцию выполняют датчики, установленные перед передними и задними колесами. Либо это радар, т. е. источник ультразвуковых или электромагнитных волн и их приемник (3, рис. 11.8), либо емкостные датчики, включенные в специальную схему (1 и 2, рис. 11.8). С помощью этих датчиков можно получить информацию о высоте и плотности неровностей по времени и амплитуде отраженного сигнала.

Сигналы, пропорциональные неровностям дороги, преобразуются в давление жидкости при помощи распределителя, срабатывающего с нужной задержкой по времени так, что давление подается в гидроцилиндр подвески в момент прохождения колесом данной неровности. То есть колеса будут «следить» за профилем дороги и не передавать возмущающих воздействий на кузов.

Если сигналы поступают на электромагнит амортизатора или электродвигатели, то они меняют сопротивление амортизатора нужным образом.

11.3. Регулирование коэффициента сопротивления амортизаторов

Из курса «Теория автомобиля» известно, что демпфирование колебаний колес и кузова автомобиля при движении определяется характеристикой амортизатора, т. е. зависимостью между силой сопротивления и скоростью относительных перемещений поршня и стенок цилиндра амортизатора (рис. 11.9).

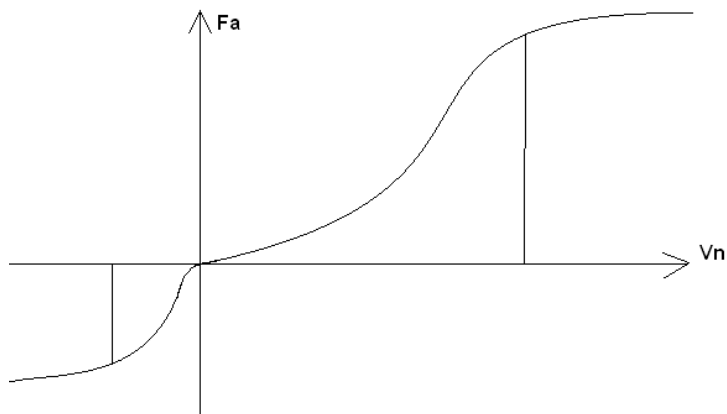


Рис. 11.9. Характеристика амортизатора

Одна характеристика амортизатора неспособна обеспечить идеальное гашение колебаний колес и кузова из-за многообразия эксплуатационных условий, в которых находится автомобиль.

Рассмотрим, как должно изменяться демпфирование в подвеске автомобиля в зависимости от различных параметров.

- *Нагрузка автомобиля.* Более высокие нагрузки требуют увеличения коэффициентов сопротивления амортизаторов.
- *Скорость движения.* Более высокие скорости подразумевают возмущения со стороны дороги большей амплитуды, что вызывает необходимость в усилении демпфирования в подвеске автомобиля.
- *Продольные ускорения при разгоне и торможении автомобиля* требуют также повышенных демпфирующих сил в подвеске, что способно замедлить возникновение продольных колебаний кузова. Причем уровни демпфирования при этом превышают уров-

ни, необходимые для езды (если их оставить, на кузов будут передаваться повышенные уровни сил).

- *Поперечные ускорения при крене* могут быть уменьшены и за счет усиления сопротивления амортизаторов соответствующей стороны. Также уровень демпфирования выше, чем при обычной езде.
- *Жесткость упругого элемента подвески*: чем меньше жесткость подвески, тем меньше сил требуется для ограничения резонанса кузова.
- *Жесткость шин*: сравнительно высокая жесткость шин (по сравнению с жесткостью упругого элемента) обуславливает усиление вибраций подвески за счет «подпрыгивания» колеса. Это требует повышенного демпфирования подвески автомобиля.

Из анализа следует, что демпфирование подвески при эксплуатации автомобиля должно изменяться в широких пределах. На характеристике амортизатора это выглядит так (рис. 11.10).

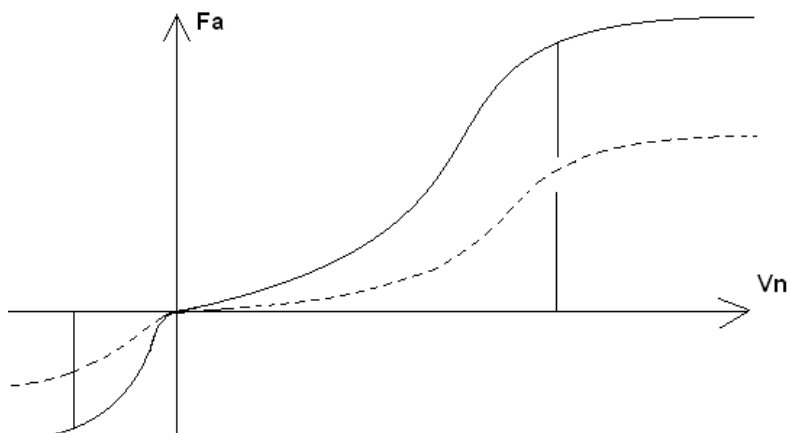


Рис. 11.10. Характеристики амортизаторов с диапазоном их регулирования

Две характеристики показывают предельные регулировки амортизатора. Промежуточные состояния могут иметь две или более ступеней либо изменяться непрерывно.

В качестве примера рассмотрим принцип действия амортизатора с двухступенчатым регулированием характеристики (рис. 11.11).

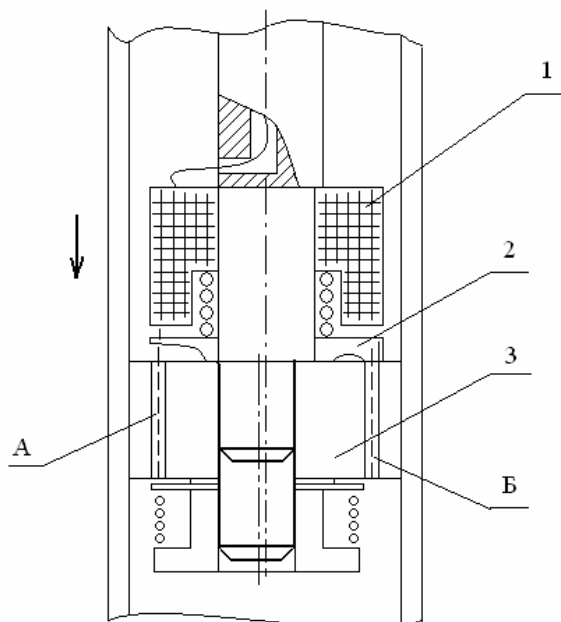


Рис. 11.11. Амортизатор с двухступенчатым регулированием характеристики

При подаче питания на катушку электромагнита 1 (от микропроцессора) круглый клапан 2 поднимается с верхней части поршня 3 и жидкость поступает по каналу *Б* (дополнительно к каналу *А*). Демпфирующая сила при этом снижается.

При отключении питания осуществляется «жесткое» демпфирование.

Есть вариант изменения сопротивления амортизаторов – за счет поворота клапана 2, при этом изменяются проходные сечения каналов.

Поворот осуществляется управляющим валиком, проходящим сквозь полный шток амортизатора и приводимым во вращение электродвигателем постоянного тока, управляемым, в свою очередь, микропроцессором.

Часто «жесткий» режим демпфирования называют «спорт». Время переключения на «жесткий» режим равно 5 мс.

Амортизаторы с электрореологической жидкостью

В 1947 году было открыто явление электрореологии (вязкость некоторых жидкостей возрастала при пропускании через них тока высокого напряжения). С использованием этого явления были созданы конструкции амортизаторов, в которых сопротивление увеличивалось при подаче тока в амортизаторную жидкость. При напряжении, равном нулю, демпфирование осуществляется за счет вязкости жидкости и клапана.

Контрольные вопросы

1. Каков принцип работы регулирования жесткости пневматической подвески автомобиля?
2. Опишите принцип работы гидропневматической подвески автомобиля.
3. От каких параметров должно изменяться демпфирование в подвеске автомобиля?

12. СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ В ПРИВОДАХ АВТОМОБИЛЕЙ

12.1. Общие положения

В автомобилях существуют различные приводы: для управления агрегатами трансмиссии, тормозными механизмами, усилителями рулевого управления. Многие из этих приводов выполняются следящими, т. е. они воспроизводят с определенной точностью изменение силы на органе управления или его перемещение. При этом на управление затрачивается энергия двигателя автомобиля, преобразованная в энергию сжатого воздуха или давление жидкости. Сначала мы рассмотрим работу привода, не обладающего следящим действием (рис. 12.1).

Простейший пневматический тормозной привод автомобиля состоит из ресивера 1 со сжатым воздухом, трехходового крана 3, приводимого в действие от педали 2 тормоза, и тормозной камеры 4, шток 5 которой связан с разжимным кулаком 7 тормозного механизма.

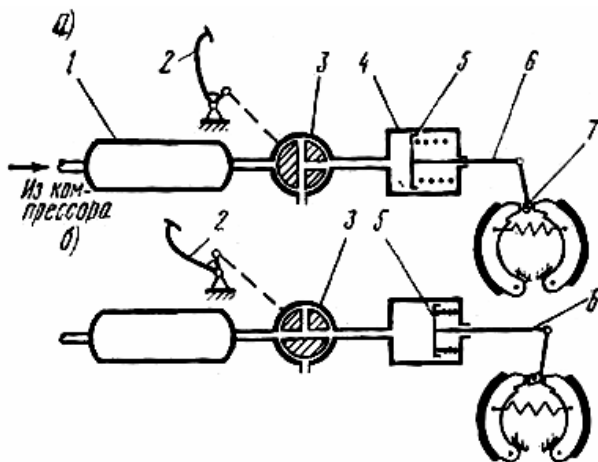


Рис. 12.1. Схема простейшего пневматического тормозного привода

В положении, соответствующем отторможенному состоянию тормозов, трехходовой кран соединяет внутреннюю полость тормозной камеры с атмосферой. Если нажать на педаль, пробка крана повернется в корпусе и соединит внутреннюю полость тормозной

камеры с ресивером. Сжатый воздух, воздействуя на поршень 5, переместит шток, и тормозные колодки прижмутся к барабану. Сила, передаваемая от поршня на шток, зависит от давления воздуха в ресивере и площади поршня. Так как давление в тормозной камере устанавливается такое же, как и в ресивере, тормозные колодки прижимаются к тормозному барабану при каждом торможении с одинаковой силой, предопределяя постоянный режим торможения.

При гидравлическом и механическом приводах режим торможения зависит от усилия на педали тормоза: чем больше усилие, тем интенсивнее торможение автомобиля. В рассматриваемой схеме привода усилие водителя затрачивается только на поворот пробки крана и совершенно не влияет на силу, создаваемую на штоке тормозной камеры. Поэтому управлять торможением автомобиля рассмотренным приводом нельзя.

Для того чтобы управлять торможением автомобиля, в пневматическом приводе устанавливают специальное следящее устройство – тормозной кран, который автоматически изменяет давление воздуха в тормозной камере в зависимости от силы на педали тормоза и этим позволяет изменять интенсивность торможения автомобиля.

В гидравлическом приводе усилителя рулевого управления давление жидкости создается насосом, приводимым в действие двигателем автомобиля. В таком рулевом управлении необходимо также следящее устройство, обеспечивающее соответствие между углом поворота управляемых колес и углом поворота рулевого колеса. Следящим устройством в усилителях рулевых управлений служит распределитель.

Таким образом, следящие устройства в приводах автоматически воспроизводят (отслеживают) закономерность изменения сигнала, создаваемого водителем на органах управления приводами.

Рассмотрим функциональную схему следящего привода (рис. 12.2). Педаль тормозного привода или рулевое колесо рулевого управления с гидроусилителем являются органом управления 1, или *задающим элементом*, который служит для формирования воздействия. Источник энергии 2 – гидронасос или компрессор.

Автоматический регулятор 3 – тормозной кран или распределитель.

Исполнительный элемент 4 — тормозные камеры и колесные тормозные цилиндры.



Рис. 12.2. Функциональная схема следящего привода

Объект регулирования 5 — тормозные механизмы или управляемые колеса автомобиля.

От задающего элемента сигнал поступает к автоматическому регулятору, после чего регулятор соединяет исполнительный элемент с источником энергии. Исполнительный механизм приводит в действие объект регулирования. Как только исполнительный механизм привода воспроизведет закономерность изменения сигнала задающего элемента, регулятор, имеющий обратную связь с исполнительным элементом, прекратит подачу энергии от источника к исполнительному механизму. Таким образом, следящая система представляет собой замкнутую систему, работающую по принципу регулирования по ошибке.

12.2. Регуляторы (следящие механизмы) пневматических тормозных приводов

Регуляторы в пневматических приводах по своей конструкции делятся на диафрагменные, поршневые и рычажные, а по характеру изменения давления воздуха в зависимости от приводной силы — на регуляторы прямого и обратного действия.

Диафрагменный следящий механизм прямого действия. Регулятор, изменяющий давление воздуха прямо пропорционально приводной силе, называется следящим механизмом прямого действия (рис. 12.3).

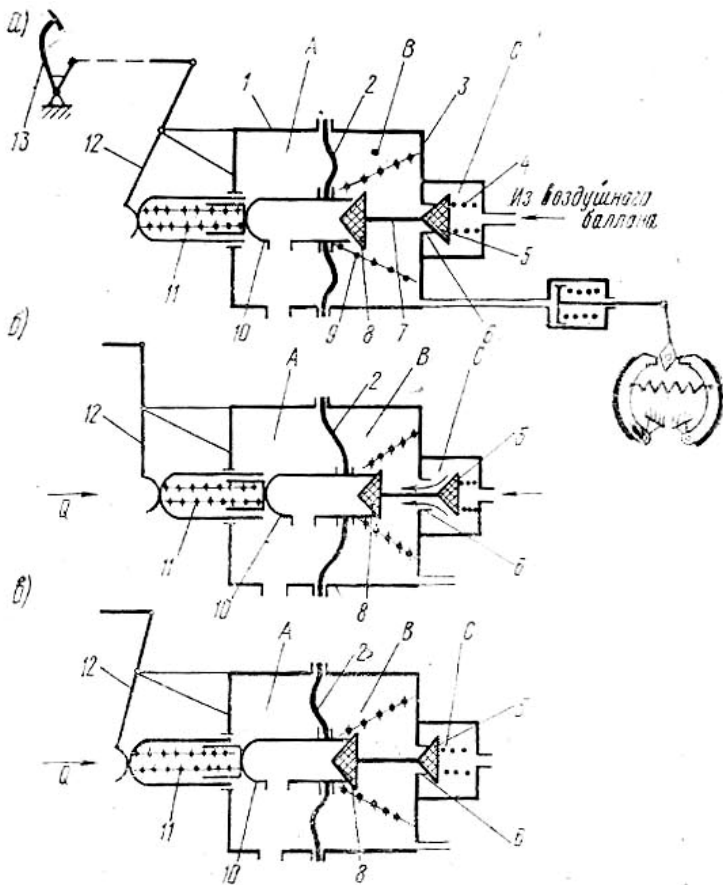


Рис. 12.3. Диафрагменный следящий механизм прямого действия

Основными деталями диафрагменного следящего механизма прямого действия являются диафрагма 2, выпускной 8 и впускной 5 клапаны, соединенные стержнем 7, и корпус 1, разделенный диафрагмой 2 и перегородкой 3 на три полости (A, B, C). В центральной части диафрагмы помещено седло 10 выпускного клапана, выполненное в виде трубки. Внутренняя часть трубки сообщается через полость A корпуса с атмосферой. Полость B трубопроводом соединена с тормозным цилиндром, приводящим в работу тормозной механизм.

Впускной клапан 5 пружиной 4 прижимается к своему седлу 6, установленному на перегородке 3. Так как полость C соединена с

ресивером, то прижатие впускного клапана к седлу увеличивается вследствие давления на него сжатого воздуха. Возвратная пружина 9, действующая на диафрагму, прижимает седло 10 выпускного клапана к стакану пружины 11. На корпусе следящего механизма установлен приводной рычаг 12.

Когда педаль 13 тормоза отпущена, между седлом 10 и выпускным клапаном 8 имеется зазор. Впускной клапан 5 плотно прижат к своему седлу 6, и тормозная камера через открытый выпускной клапан 8 сообщается с атмосферой; тормозной механизм находится в расторможенном состоянии.

При нажатии на педаль тормоза усилие от нее передается через рычаг 12 и пружину 11 на седло 10, которое вместе с диафрагмой 2 перемещается вправо. В начальный период движения выбирается зазор между седлом 10 и выпускным клапаном 8, и седло плотно прижимается к клапану. После этого открывается впускной клапан 5, сжатый воздух из ресивера поступает в полость *B* механизма и, воздействуя на поршень тормозной камеры, перемещает шток, прижимая тормозные колодки к барабану.

Возрастание давления в полости *B* следящего механизма увеличивает силу его действия на диафрагму, которая вместе с клапанами и седлом 10 перемещается влево. При этом сила давления воздуха на диафрагму передается через привод и от педали воспринимается ногой водителя.

При перемещении диафрагмы зазор между впускным клапаном 5 и его седлом 6 уменьшается до тех пор, пока клапан плотно сядет в свое седло и этим прекратится повышение давления в полости *B*. В этот момент силы, действующие на диафрагму слева и справа, уравниваются и движение диафрагмы приостановится. Слева на диафрагму действует сила, зависящая от силы на педали тормоза, а справа — давление воздуха, установившееся в полости *B* и тормозной камере (наступает равновесное состояние сил). Следовательно, следящий механизм устанавливает давление воздуха в тормозной камере в зависимости от силы на педали тормоза.

Если увеличить силу на педали, то равновесие сил, действующих на диафрагму, нарушится. Диафрагма и клапаны вновь переместятся вправо, и через открывшийся впускной клапан в полость *B*

начнет поступать воздух, увеличивая давление в тормозной камере. Возрастающее давление воздуха на диафрагму будет уравниваться силой на педали тормоза. В момент, когда выпускной клапан сядет на седло, возросшая сила на педали тормоза будет уравновешена увеличенным давлением воздуха в полости B механизма.

Если уменьшить силу на педали тормоза, то диафрагма переместится влево и откроется выпускной клапан. Воздух из полости B и тормозной камеры будет выходить в атмосферу. По мере уменьшения давления воздуха в полости B диафрагма будет прогибаться вправо и зазор между выпускным клапаном и его седлом будет постепенно уменьшаться. Когда уменьшенной силе на педали тормоза будет соответствовать уменьшенное давление воздуха в тормозной камере, выпускной клапан плотно сядет на свое седло.

При полном снятии силы с педали (оттормаживание) диафрагма под действием давления воздуха прогнется влево, выпускной клапан полностью откроется и воздух из тормозной камеры через полость B следящего механизма выйдет в атмосферу. Поршень и шток тормозного механизма возвратятся в исходное положение, и между колодками и барабаном тормозного механизма установится зазор. Таким образом, следящий механизм прямого действия обеспечивает определенную зависимость давления воздуха в тормозной камере от силы на педали тормоза — *зависимость прямо пропорциональную*.

Обратная пневматическая связь между исполнительным элементом и следящим механизмом проявляется в том, что при давлении воздуха в тормозной камере, соответствующем силе на педали, диафрагма и клапаны возвращаются в равновесное положение и подача сжатого воздуха из ресивера в тормозную камеру прекращается.

Равновесие сил, действующих на диафрагму следящего механизма, достигается всегда в определенном положении, соответствующем закрытому состоянию обоих клапанов. Поэтому, для того чтобы возрастание силы на педали тормоза сопровождалось ее перемещением, в следящем механизме устанавливают пружину 11 хода педали. Чем больше сила на педали, тем больше при неизменном положении диафрагмы сжимается пружина 11, обеспечивая увеличение хода педали тормоза.

Диафрагменный следящий механизм обратного действия. Регулятор, изменяющий давление воздуха обратно пропорционально приводной силе, называется *следящим механизмом обратного действия*.

Диафрагменный следящий механизм обратного действия (рис. 12.4) состоит из корпуса 2, диафрагмы 3, уравнивающей пружины 12, впускного 5 и выпускного 10 клапанов, а также седел 4 и 11. Диафрагма 3 и перегородка 8 делят корпус на три полости *A, B, C*. Полость *A* сообщается с атмосферой. Полость *B* — с ресивером. К полости *C* сжатый воздух подается из компрессора. Оба клапана с пружиной 6 установлены на одном стержне 9, и их перемещения одинаковы. Седло 11 выпускного клапана выполнено в виде трубки, закрепленной в центральной части диафрагмы. Внутри седла установлена на тяге 14 пружина 13 хода педали. Работой следящего механизма управляют при помощи педали 1. Таким образом, отличие следящего механизма обратного действия от следящего механизма прямого действия состоит в наличии предварительно сжатой уравнивающей пружины 12.

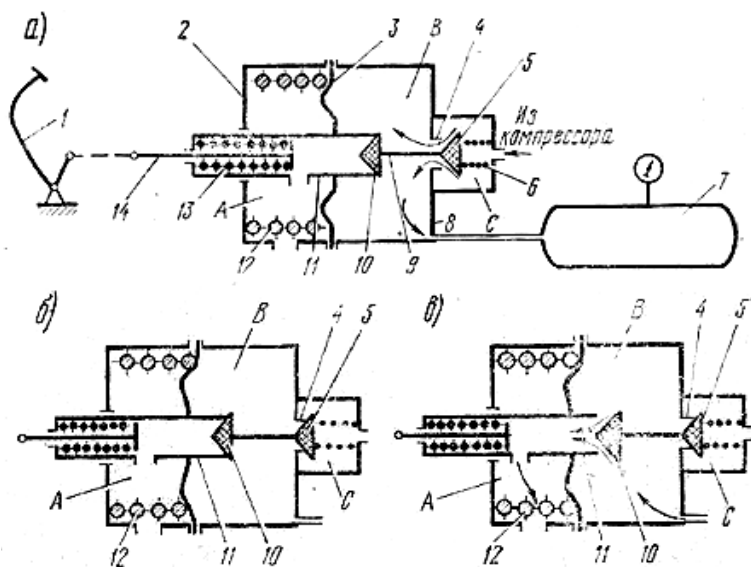


Рис. 12.4. Диафрагменный следящий механизм обратного действия

При опущенной педали пружина 12 прогибает диафрагму вправо, и седло 11 плотно прижимается к выпускному клапану 10, т. е.

полость *B* и ресивер изолированы от атмосферы. Впускной клапан 5 открыт, и воздух из компрессора через зазор между клапаном и седлом поступает в полость *B* и ресивер 7, увеличивая давление в последнем. По мере увеличения давления воздуха в полости *B* диафрагма прогибается влево, сжимая уравнивающую пружину, зазор между впускным клапаном и его седлом уменьшается. Когда впускной клапан плотно прижмется к своему седлу и изолирует полость *B* от полости *C*, силы, действующие на диафрагму с обеих сторон, станут равными и ее перемещение влево прекратится.

Слева на диафрагму действует сила сжатой уравнивающей пружины, а справа — давление воздуха, установившееся в полости *B* механизма. Сила, действующая на диафрагму от уравнивающей пружины, зависит от предварительного сжатия пружины: чем больше предварительное сжатие, тем сильнее воздействие пружины на диафрагму, тем больше давление будет в ресивере.

При нажатии на педаль равновесие сил, действующих на диафрагму, нарушается. Диафрагма прогибается влево, уравнивающая пружина еще больше сжимается, выпускной клапан 10 открывается и воздух из ресивера через полость *B* механизма выходит в атмосферу. Вследствие уменьшения давления воздуха на диафрагму пружина 12 разжимается и перемещает диафрагму вправо. При этом зазор между выпускным клапаном и его седлом уменьшается. Когда вновь наступает равновесие сил, действующих на диафрагму, клапан закрывается. Слева на диафрагму действует сила уравнивающей пружины. Эта сила при закрытых обоих клапанах всегда постоянна, т. к. в этом случае постоянно положение диафрагмы. Справа на диафрагму действуют уменьшенное давление воздуха в полости *B* и сила, передаваемая от педали.

Если сила на педали возрастает, то равновесие диафрагмы нарушается. Она вновь прогнется влево, и через открывшийся выпускной клапан будет выходить сжатый воздух из ресивера в атмосферу до тех пор, пока выпускной клапан не закроется. Возросшей силе на педали будет соответствовать уменьшенное давление воздуха в ресивере 7.

Если, напротив, сила на педали уменьшится, то нарушенное равновесие сил, действующих на диафрагму, приведет к тому, что уравнивающая пружина прогнет диафрагму вправо. При этом

впускной клапан откроется и давление в ресивере будет возрастать до момента закрытия клапана и восстановления равновесия сил, действующих на диафрагму. Уменьшенной силе на педали будет соответствовать возросшее давление воздуха в ресивере 7.

Таким образом, следящий механизм обратного действия автоматически устанавливает зависимость падения давления воздуха в ресивере 7 от силы на педали 1, при этом чем больше сила на педали, тем меньше давление в ресивере. Если давление воздуха в ресивере 7 упадет до атмосферного, то следящее действие прекращается. В этом случае увеличение силы на педали сопровождается только сжатием уравнивающей пружины 12.

12.3. Регуляторы (следящие механизмы) гидравлического привода рулевого управления

Рассмотрим функциональную схему автоматической системы регулирования в рулевом управлении (рис. 12.5).

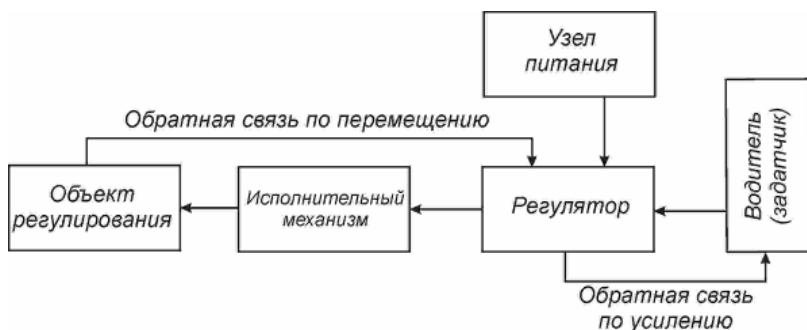


Рис. 12.5. Функциональная схема следящей системы рулевого управления автомобиля

Водитель, исполняющий роль задающего воздействия, передает сигнал (угол поворота рулевого колеса) на регулятор (распределитель). Регулятор перераспределяет подачу мощности от узла питания (насоса) к исполнительному механизму (силовому цилиндру), который поворачивает управляемые колеса и автомобиль (объект регулирования) на соответствующий угол.

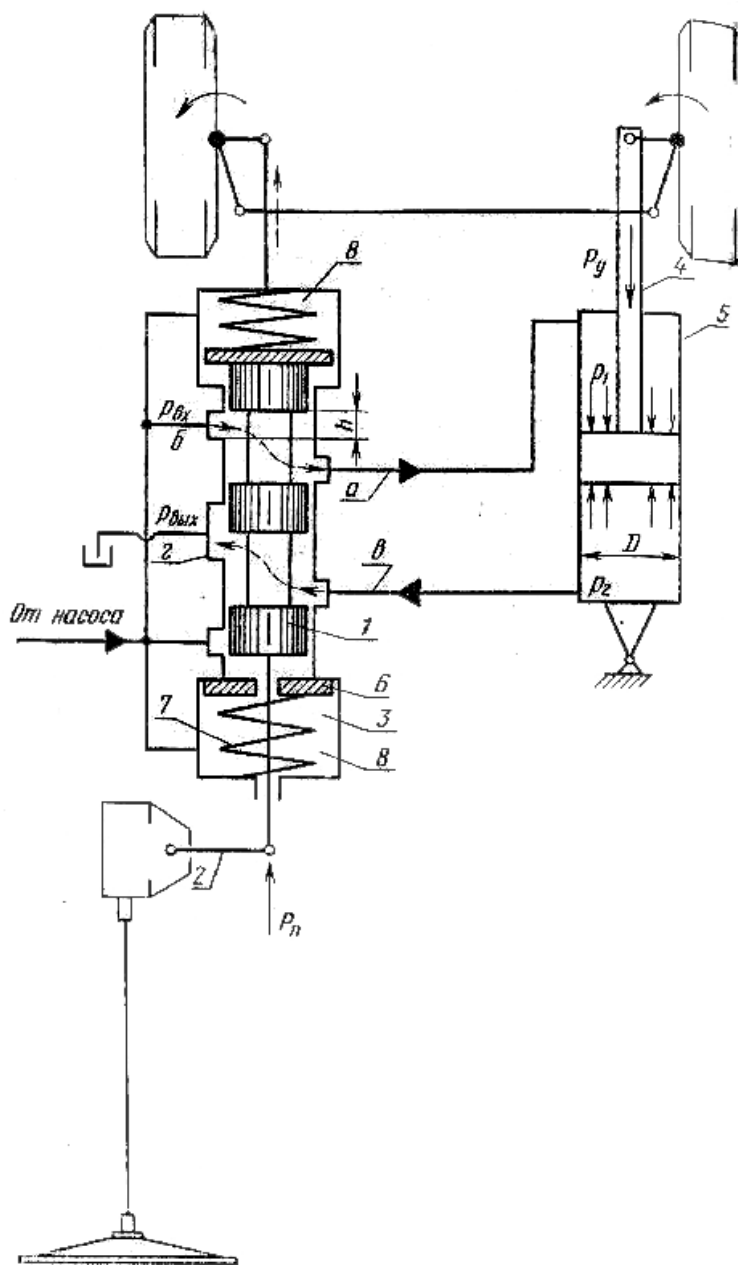


Рис. 12.6. Принципиальная схема гидравлического усилителя рулевого управления

Рассмотрим наиболее известную схему гидравлического усилителя рулевого управления (рис. 12.6). Распределитель встроен в продольную тягу рулевого привода, так что золотник 1 распределителя связан с сошкой 2 рулевого механизма, а корпус 3 через рычаги связан с управляемыми колесами автомобиля. Шток 4 силового цилиндра 5 соединен с рулевым приводом, а сам цилиндр 5 крепится к раме автомобиля.

При прямолинейном движении автомобиля золотник занимает в корпусе такое положение, при котором все три окна открыты (среднее положение). Масло от насоса поступает в полости *c* и *d* распределителя, откуда сливается в бачок. Давление жидкости, установившееся в полостях *c* и *d*, передается в полости силового цилиндра.

При вращении рулевого колеса влево золотник распределителя перемещается вперед, соединяя каналы *a c б*, *a в c г*. При этом дроселирующие окна распределителя устанавливаются так, что масло от насоса поступает в переднюю полость силового цилиндра, шток перемещается назад, поворачивая колеса влево. Перемещение золотника начинается после того, как осевая сила на золотнике будет больше силы предварительного сжатия пружин 7. Информация о повороте колес немедленно поступает к распределителю через жесткую обратную связь 9 и приводит к перемещению корпуса регулятора вслед за золотником, благодаря чему обеспечивается следящее действие усилителя. То есть нижнее окно открывается, давление жидкости в задней полости силового цилиндра растет, когда оно уравнивает действие сил на поршень, он остановится и поворот прекратится.

Таким образом, если остановить вращение рулевого колеса, регулятор тотчас же придет в нейтральное положение и поворот колес прекратится.

Для непрерывного поворота управляемых колес необходимо непрерывно поворачивать рулевое колесо.

Каждому положению рулевого колеса соответствует определенное положение управляемых колес.

При повороте рулевого колеса вправо сошка перемещается назад, т. е. перемещается назад золотник относительно корпуса распределителя. В этом случае масло от насоса перетекает в заднюю

полость силового цилиндра, шток которого с поршнем перемещается вперед, осуществляя поворот управляемых колес вправо.

В нейтральном положении золотник находится в равновесии под действием предварительно сжатых пружин 7 и шайб 6.

В интересах точности управления необходимо, чтобы применение усилителя не лишало водителя «чувства дороги», т. е. чтобы слежение осуществлялось не только по перемещению, но и по силе сопротивления повороту. Достигают этого за счет реактивных камер 8 и пружин 7. Для смещения золотника относительно корпуса распределителя необходимо преодолеть сопротивление, вызванное деформацией пружин и давлением масла в реактивных камерах, которые соединены каналами с полостями силового цилиндра. С увеличением момента сил сопротивления повороту управляемых колес возрастает давление в соответствующей полости силового цилиндра и в реактивной камере распределителя, что приводит к необходимости увеличивать усилие на рулевом колесе для перемещения золотника. Это свойство усилителей называют реактивным действием, благодаря ему у водителя создается так называемое «чувство дороги». Этим осуществляется слежение по силе сопротивления повороту.

Центрирующие пружины и реактивные шайбы препятствуют также обратному включению усилителя и появлению колебаний управляемых колес. Предположим, что от толчка на неровной дороге колесо повернулось на небольшой угол вправо. Вследствие обратной связи корпус распределителя смещается относительно неподвижного золотника вниз, давление в передней полости силового цилиндра растет, создавая препятствие повороту колеса. То же самое происходит при внезапном выходе воздуха из шины. Таким образом, усилители рулевого управления улучшают безопасность движения автомобиля.

В настоящее время широко применяются также электрические и электрогидравлические усилители.

Контрольные вопросы

1. Каков принцип работы диафрагменного следящего механизма прямого действия?
2. Опишите принцип работы диафрагменного следящего механизма обратного действия.
3. Охарактеризуйте принцип работы гидравлического усилителя рулевого управления.
4. Как обеспечивается следящее действие в гидравлическом усилителе?
5. Как обеспечивается «чувство дороги» в гидравлическом усилителе?

13. АВТОМОБИЛИ С ГИБРИДНЫМ (КОМБИНИРОВАННЫМ) ПРИВОДОМ

В настоящее время все фирмы, выпускающие транспортные средства (ТС), принимают различные меры для улучшения экологической ситуации на нашей планете. Это и ужесточение норм по вредным выбросам автомобильной техникой, использование топлив не нефтяного происхождения, использование электромобилей, применение установок на топливных элементах.

Гибридная техника – как принято в литературе называть комбинацию из двух различных источников энергии в автомобиле – получает все большее распространение, прежде всего комбинация из двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигателя. Причем если первоначально такие автомобили задумывались для эксплуатации в крупных городах, то современные концепции имеют более широкий спектр применения.

Разработкой экологически чистых (в идеале не содержащих абсолютно никаких вредных выбросов) силовых установок занимаются все автомобилестроительные фирмы. Однако единственной реальной альтернативой ДВС, по-видимому, пока можно считать электромобиль или автомобиль с гибридным приводом. Причем чисто электромобили – исключая особые случаи эксплуатации – из-за своей малой мощности, большой массы и недостаточного запаса хода никогда не были подходящим решением проблемы. Основная причина – в недостаточной емкости громоздких и тяжелых свинцовых аккумуляторных батарей, используемых в качестве источника энергии. Более практичным и перспективным решением оказались гибридные автомобили, которые оснащены комбинацией из ДВС и электродвигателя. Они могут использовать уже существующую инфраструктуру автозаправочных станций, строить специальные «электрозаправки» не нужно. При этом, что касается дальности хода, они не уступают традиционным автомобилям. Поскольку источником энергии служит не только аккумуляторная батарея, но и бензин, то по сравнению с чисто электромобилями возможны значительно лучшие ездовые качества.

Гибридные приводы в комбинации из ДВС и электродвигателя появились уже в 70-е годы, но так как в то время их компоненты были

еще достаточно громоздки, они нашли применение только в автобусах. Много места занимали прежде всего аккумуляторные батареи. В современных гибридных автомобилях используются значительно более компактные и легкие батареи: хорошо зарекомендовали себя никель-металлогидридные или литий-ионные батареи.

Рациональность использования гибридного привода ТС состоит в объединении преимуществ ДВС и электрической машины. Первый способен длительное время вырабатывать энергию, просто регулируемую от минимальной на холостых оборотах до максимальной на высоких оборотах с потреблением большой эксплуатационной мощности и крутящего момента. Вторая обладает оперативными возможностями за счет кратковременного импульса энергии обеспечивать быстрый пуск ДВС, даже в условиях низких температур, повышать мощность и крутящий момент привода при автономном или совместном режиме работы его агрегатов, а также способностью рекуперации – трансформации механической энергии торможения в электрическую. Особенно важно, что электропривод гибридного привода нетоксичен, то есть экологически чист.

Принцип соединения источников энергии в гибридном приводе

Теоретически и практически здесь возможны три принципиально различных варианта: параллельное соединение, последовательное или смешанное из двух указанных. Возможны также некоторые различающиеся в деталях вариации.

Параллельный гибридный привод

Если оба источника энергии по отдельности или вместе могут приводить в движение колеса автомобиля – это пример параллельного гибридного привода (рис. 13.1). При этом источники энергии могут действовать оба на одну ось автомобиля или на разные оси, или оба осуществлять полный привод на обе оси. Преимущества параллельного гибридного привода заключаются прежде всего в возможности экономии топлива или – в зависимости от конфигурации системы – в повышении мощности. Если литраж ДВС гибридного привода по сравнению с традиционным приводом уменьшить, то можно существенно снизить и расход топлива (при сопоставимых ездовых качествах автомобилей): электродвигатель покрывает разницу в мощности к более мощному ДВС традици-

онного привода, генератор может рекуперировать энергию, которая в традиционном приводе теряется. В результате, несмотря на некоторое увеличение массы автомобиля (вызванное увеличением количества компонентов силовой установки и дополнительными аккумуляторными батареями), получается экономия топлива. Относительно снижения выбросов вредных веществ параллельные системы имеют более скромные результаты.

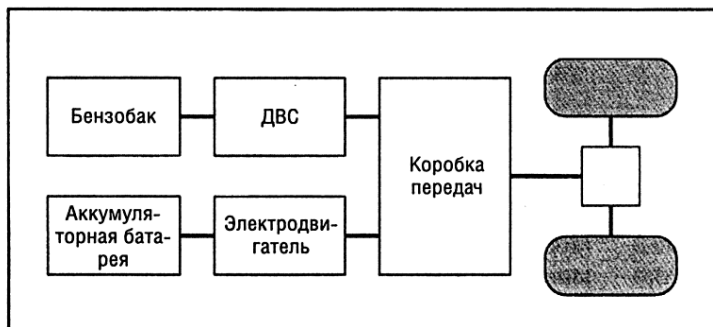


Рис. 13.1. Схема параллельного гибридного привода

Некоторые автомобилестроительные фирмы приспособили для параллельных гибридных приводов даже спортивно ориентированные концепции. Актуальный пример – прототип MG TF 200 HPD. Обычный 1,8-литровый бензиновый двигатель мощностью примерно 118 кВт приводит в действие генератор и задние колеса автомобиля, а 30-киловаттный электродвигатель – передние. Автомобиль демонстрирует отличные ездовые качества без дополнительного расхода топлива: при суммарной мощности почти 150 кВт автомобиль разгоняется до отметки 100 км/ч уже через 6 секунд вместо 6,9 секунды, поведение автомобиля на дороге благодаря полному приводу тоже заметно лучше.

Последовательный гибридный привод

Второй вариант гибридного привода – последовательное соединение источников энергии (рис. 13.2). Здесь обороты ДВС полностью «отделены» от колес автомобиля. Поэтому такая система позволяет выполнять самые строгие экологические предписания для отработавших газов, так как ДВС может всегда работать в самом благоприятном диапазоне при установленных оборотах. Другое

также приемлемое на практике решение – использование вместо ДВС газовой турбины. Естественно, общий коэффициент полезного действия (КПД) последовательной системы всегда хуже, чем КПД параллельной, так как отданная ДВС энергия многократно преобразовывается. Подобные преобразования – из электрической энергии в механическую, из химической в электрическую и обратно – неизбежно связаны с потерями.

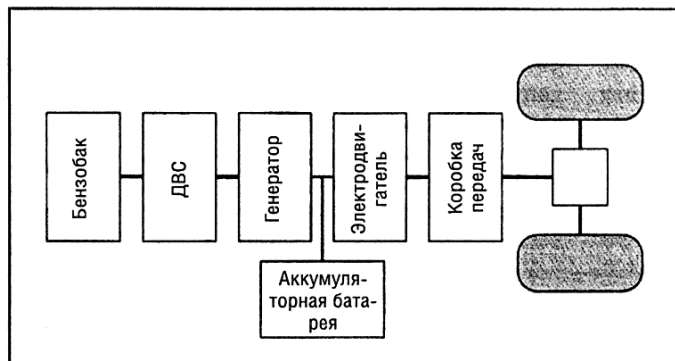


Рис. 13.2. Схема последовательного гибридного привода

Смешанный гибридный привод

Примером смешанного гибридного привода является автомобиль Prius фирмы TOYOTA, появившийся на рынке в 1997 году. Prius – первый серийный автомобиль, оснащенный комбинацией из ДВС и электродвигателя, использующий параллельный привод с разветвленной мощностью (рис. 13.3). Гибридная система THS (Toyota-Hybrid-System) фирмы Toyota – регулируемая компьютером комбинация из 1,5-литрового бензинового двигателя, электродвигателя и генератора, соединенных между собой через планетарную передачу (рис. 13.4). ДВС соединен с водилом, электродвигатель – с коронной шестерней, а генератор – с солнечной шестерней. Для отбора мощности от силовой установки к электродвигателю подсоединена цепная передача. В зависимости от режима работы и потребности в мощности планетарная передача перераспределяет мощность ДВС к колесам или на генератор. Функции планетарной передачи в соединении с генератором аналогичны функциям регулируемой электроникой бесступенчатой коробки передач, по-

этому Prius также обходится без сцепления. Обороты планетарной передачи и вместе с ними обороты ДВС могут регулироваться через обороты генератора. Генератор обеспечивает энергией непосредственно электродвигатель или заряжает аккумуляторную батарею в зависимости от фактической потребности в мощности в данный момент. Prius расходует всего 3,6 л на 100 км, а экологические показатели еще более убедительны: по сравнению с автомобилем с традиционным приводом такого же размера выбросы CO_2 , CO и NO_x уменьшены почти вдвое.

Несколько лет назад фирма FIAT также представила свой гибридный автомобиль – Multipla Ibrida. Этот оснащенный комбинированным гибридным приводом автомобиль (рис. 13.5) имеет автоматизированные сцепления между ДВС, генератором и четырехступенчатой коробкой передач, которая также автоматизирована. При движении в городе работает только электродвигатель, вне города в распоряжении водителя имеются три возможности: чисто электрический привод, электрический привод с зарядкой батареи и оба привода параллельно.

В то время как водородный привод не получит широкого распространения в автомобилестроении, возможно, еще многие годы или даже десятилетия, гибридная техника имеет реальные шансы на применение уже в самое ближайшее время.

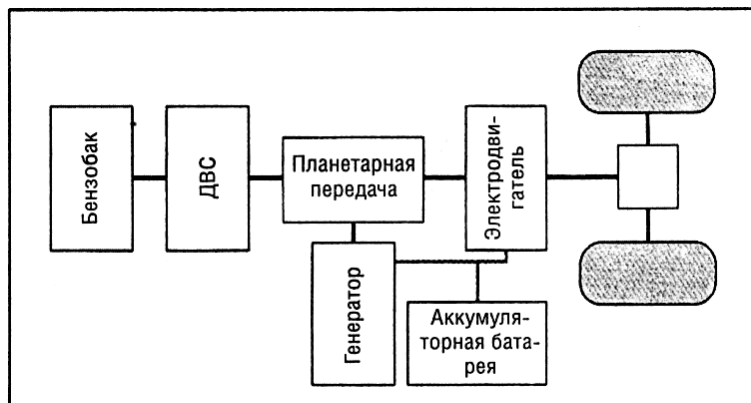


Рис. 13.3. Схема смешанного гибридного привода: привод с разветвлением мощности

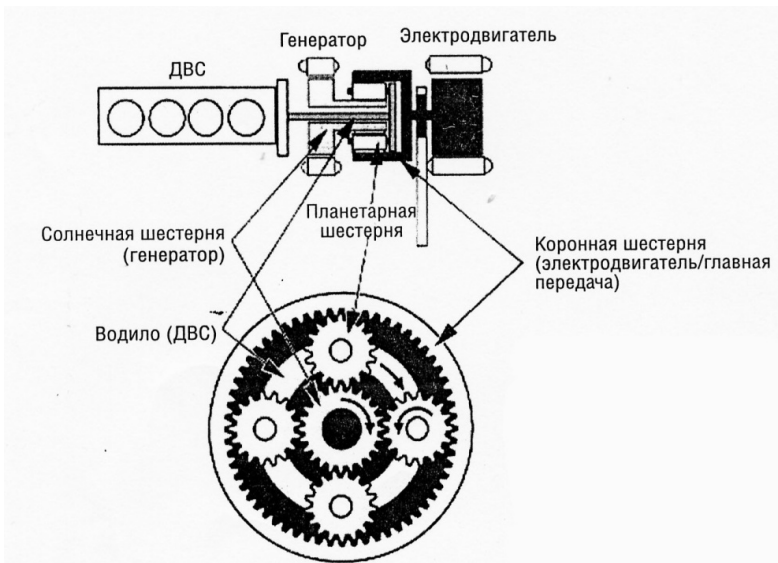


Рис. 13.4. Схема гибридной системы фирмы TOYOTA

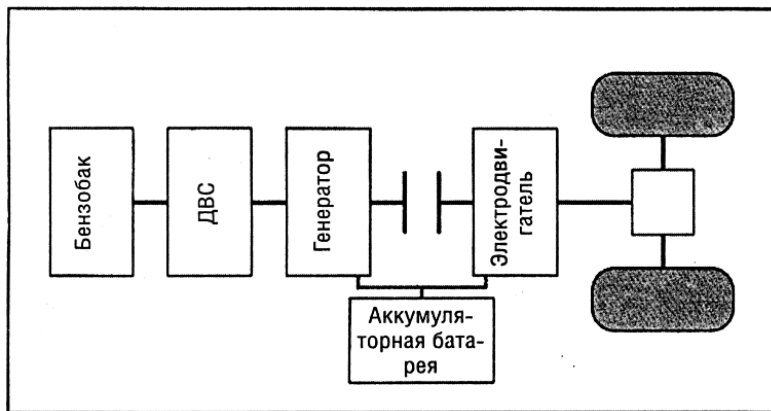


Рис. 13.5. Схема смешанного гибридного привода:
комбинированный привод

Контрольные вопросы

1. В чем преимущества гибридного привода?
2. Какие виды соединения источников энергии в гибридном приводе вам известны?

Библиографический список

1. Автоматические коробки передач / сост. С.А. Харитонов. – М. : Астрель, 2003. – 336 с.
2. Автоматика и автоматизация производственных процессов / Н.Ф. Метлюк [и др.]. – Минск : Высш. шк., 1985. – 302 с.
3. Автомобили с гибридным (комбинированным) приводом – реальная концепция // Автостроение за рубежом. – 2004. – № 4. – С. 10–12.
4. Проектирование полноприводных колесных машин : в 3 т. / Б.А. Афанасьев [и др.] ; под ред. А.А. Полунгяна. – М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 527 с.
5. Бухарин, Н.А. Автомобили / Н.А. Бухарин. – Л. : Машиностроение, 1973. – 503 с.
6. Вахламов, В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчета / В.К. Вахламов. – М. : Академия, 2006. – 480 с.
7. Вишняков, Н.Н. Как работают следящие приводы автомобилей / Н.Н. Вишняков. – М. : Транспорт, 1971. – 103 с.
8. Гидромеханическая передача мод. D 851. 3E [Электронный ресурс] / –Режим доступа свободный : <http://www.expaz.ru/spravochnik/kamazt8.htm>. – Загл. с экрана.
9. Коробка передач DSG автомобиля Audi A3 // Автостроение за рубежом. – 2005. – № 10. – С. 13–14.
10. Котиев, Г.О. К вопросу обеспечения требуемого перекрытия передач при переключении в автоматических коробках передач транспортных машин / Г.О. Котиев, М.В. Нагайцев, Ф.Ф. Курочкин // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2008. – № 2. – С. 36–41.
11. Мельников, А.А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов. Системы электроники и автоматики / А.А. Мельников. – М. : Академия, 2003. – 376 с.
12. Нарбут, А.Н. Автомобили: рабочие процессы и расчет механизмов и систем / А.Н. Нарбут. – М. : Академия, 2007. – 256 с.
13. Петров, В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М. : Машиностроение, 1974. – 336 с.

14. Поляк, Д.Г. Электроника автомобильных систем управления / Д.Г. Поляк, Ю.К. Есеновский-Лушков. – М. : Машиностроение, 1987. – 200 с.
15. Румянцев, Л.А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Л.А. Румянцев. – М. : Машиностроение, 1975. – 176 с.
16. Селифонов, В.В. Автоматические сцепления и гидродинамические передачи автомобилей / В.В. Селифонов, О.П. Гируцкий. – М. : МГТУ МАМИ, 1999. – 90 с.
17. Савченко, А. Тормозная система SBC / А. Савченко // Автостроение за рубежом. – 2003. – № 10. – С. 14–15.
18. Шарипов, В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В.М. Шарипов. – М. : МГТУ МАМИ, 2002. – 300 с.
19. Кисуленко, Б.В. Электронные системы устойчивости – новый этап в повышении активной безопасности АТС / Б.В. Кисуленко, А.В. Бочаров // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 12. – С. 18–20.

Содержание

Введение.....	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЯ.....	5
2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЕМ.....	7
2.1. Задачи автоматического управления сцеплением.....	7
2.2. Сцепление как объект автоматического управления.....	8
2.3. Законы регулирования момента трения сцепления.....	13
2.4. Системы регулирования момента трения сцепления при трогании автомобиля с места.....	19
2.5. Регулирование момента трения сцепления при трогании автомобиля с места.....	25
2.6. Процесс управления сцеплением при переключении передачи.....	28
2.7. Системы управления сцеплением при переключении передач.....	30
2.8. Автоматическое сцепление для автомобиля с механической трансмиссией.....	33
3. АВТОМАТИЧЕСКИЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.....	35
3.1. Достоинства и недостатки автоматических коробок передач.....	35
3.2. Цели и задачи автоматического управления коробкой передач (АКП).....	36
3.3. Выбор оптимального закона переключения передач.....	39
3.4. Системы автоматического переключения передач.....	46
3.5. Выбор закона регулирования момента трения фрикционных элементов.....	49
3.6. Коробка передач DSG автомобиля с двухпоточным сцеплением.....	54
4. СИСТЕМЫ БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ.....	57
4.1. Закон изменения передаточных чисел.....	57
4.2. Виды бесступенчатых передач (классификация).....	66
5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ АВТОМОБИЛЯ.....	98
6. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СИЛЫ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С ДОРОГОЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ.....	106
6.1. Задачи регулирования силы сцепления колеса с дорогой.....	106

6.2. Принцип регулирования силы сцепления колеса с дорогой.....	111
6.3. Регулятор антиблокировочной системы с механическими датчиками.....	121
6.4. Регулятор антиблокировочной системы с электрическими датчиками.....	123
7. ПРОТИВОБУКСОВОЧНЫЕ СИСТЕМЫ (ПБС).....	127
7.1. Принцип регулирования буксования колес.....	127
7.2. Методы регулирования проскальзывания ведущих колес.....	128
7.3. Противобуксовочная система фирмы Volvo.....	132
7.4. Регулирование тяговых сил дифференциалом повышенного трения с регулируемым коэффициентом блокировки.....	133
7.5. Противобуксовочная система фирмы Daimler-Benz для полноприводных автомобилей Mercedes.....	134
8. ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА SVC.....	135
9. ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ.....	140
10. РЕГУЛЯТОРЫ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ.....	147
11. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ.....	154
11.1. Задачи регулирования подвески автомобиля.....	154
11.2. Регулирование жесткости подвески и положения кузова автомобиля.....	155
11.3. Регулирование коэффициента сопротивления амортизаторов.....	165
12. СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ В ПРИВОДАХ АВТОМОБИЛЕЙ.....	169
12.1. Общие положения.....	169
12.2. Регуляторы (следающие механизмы) пневматических тормозных приводов.....	171
12.3. Регуляторы (следающие механизмы) гидравлического привода рулевого управления.....	177
13. АВТОМОБИЛИ С ГИБРИДНЫМ (КОМБИНИРОВАННЫМ) ПРИВОДОМ.....	182
Библиографический список.....	189

Учебное издание

Черепанов Леонид Ананьевич

АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

В двух частях

Часть 2

2-е издание, исправленное и дополненное

Редактор *Т.Д. Савенкова*

Технический редактор *З.М. Малявина*

Верстка: *Л.В. Сызганцева*

Дизайн обложки: *Г.В. Карасева*

Подписано в печать 10.10.2011. Формат 60×84/16.

Печать оперативная. Усл. п. л. 11,16.

Тираж 300 экз. Заказ № 1-04-11.

Тольяттинский государственный университет
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14