

Министерство образования и науки Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Филиал в г. Миассе
Кафедра «Автомобилестроение»

629.113.(07)
Т608

В.А. Камерлохер, В.В. Краснокутский, М.А. Русанов, М.Г. Штыка

ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Учебное пособие

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2018

УДК 629.113-59(075.8)
Т608

Одобрено
учебно-методической комиссией машиностроительного факультета
филиала в г. Миассе

Рецензенты:

проф. КГУ «Курганский государственный университет»,
зав. кафедрой «Автомобили и тракторы», канд. техн. наук Г.Н. Шпитко;
канд. техн. наук ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный
аграрный университет», доцент кафедры «Тракторы,
сельскохозяйственные машины и земледелие» В.Н. Кожанов

Тормозное управление транспортного средства: учебное
Т608 пособие / В.А. Камерлохер, В.В. Краснокутский, М.А. Русанов,
М.Г. Штыка. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. –
76 с.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 23.05.01, а также для студентов всех форм обучения подготовки инженеров по специальности «Автомобили и тракторы». Учебное пособие содержит сведения по требованиям к тормозным механизмам, их классификации, анализу и оценки конструкции. Рассмотрены традиционные тормозные механизмы транспортных средств.

УДК 629.113-59(075.8)

© Издательский центр ЮУрГУ, 2018

ВВЕДЕНИЕ

В последние десятилетия возросла необходимость повышения эффективности тормозов, это связано с увеличением транспортных средств на дорогах.

Роль автомобиля в нашей жизни постоянно возрастает. С одной стороны, он стал символом «качества жизни», обеспечивая мобильность каждого человека и выражая отчасти его положение в обществе. С другой стороны, он сделался средством выполнения повседневных задач. Он обеспечивает людям достаточную подвижность и независимость от мест их временного пребывания.

Безопасность движения автомобилей с высокими скоростями в значительной степени определяется эффективностью действия и надежностью тормозов.

Наличие надежных тормозов позволяет увеличить среднюю скорость движения, а, следовательно, эффективность эксплуатации автомобиля.

Тормозная система служит для снижения скорости автомобиля, его остановки и удержания на месте. Тормозное управление является важнейшим средством обеспечения безопасности автомобиля. К нему предъявляют следующие требования: минимальный тормозной путь, замедление, сохранение устойчивости при торможении, стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях, минимальное время срабатывания тормозного привода, малое усилие на тормозной педали при ее ходе 80–180 мм, надежность всех элементов тормозной системы.

Основные элементы должны иметь гарантированную прочность, не должны выходить из строя на протяжении гарантированного ресурса, время срабатывания тормозного привода должно быть минимальным, между усилием на педаль и приводным моментом должна быть пропорциональность, о неисправности тормозной системы должна оповещать сигнализация.

Тормозные свойства автотранспортных средств (АТС) относятся к важнейшим из эксплуатационных свойств, определяющих активную безопасность автомобиля, под которой понимается совокупность специальных конструктивных мероприятий (в первую очередь, оснащение АТС тормозным управлением современного технического уровня), обеспечивающих эффективную эксплуатацию машин и снижение вероятности дорожно-транспортных происшествий.

Ввиду большого значения свойств, определяющих безопасность движения автомобиля, их регламентация является предметом ряда международных документов. Тормозные свойства регламентированы «Правилами № 13» Комитета по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии Организации объединённых наций (ЕЭК ООН).

В соответствии с этими правилами разрабатываются национальные стандарты.

В РФ (и в СНГ) действует ГОСТ Р 41.13-2007 (Правила ЕЭК ООН N 13) Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения.

Стандарт устанавливает требования к торможению одиночных транспортных средств (ТС), относящихся к категориям М, N и О. Стандарт не распространяется на:

- ТС, конструктивная скорость которых не превышает 25 км/ч;
- прицепы, которые запрещается соединять с механическими ТС, конструктивная скорость которых превышает 25 км/ч;
- ТС, оборудованные для их управления инвалидами.

Цель работы. Изучить назначение, требования, классификацию, применяемость, конструкцию, работу тормозного управления автомобилей и тракторов.

Оборудование рабочего места. Для изучения темы необходимы: плакаты картограммы разрезы и натурные образцы автомобильных и тракторных тормозных систем, а также их отдельных узлов и агрегатов.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

Тормозной называется система управления автомобиля, обеспечивающая безопасность при движении и остановках.

Тормозная система служит для уменьшения скорости движения, остановки и удержания автомобиля на месте.

Современные автомобили оборудуют несколькими тормозными системами, имеющими различное назначение (рис. 1).



Рис. 1. Типы тормозных систем

Рабочая тормозная система предназначена для снижения скорости движения автомобиля вплоть до полной его остановки. Она является наиболее эффективной из всех тормозных систем, действует на все колеса. Рабочую тормозную систему часто называют ножной, так как она приводится в действие от тормозной педали ногой водителя.

Рабочие торможения можно различать по их интенсивности. Так, торможение, целью которого является максимально быстрая остановка автотранспортного средства, называется экстренным. Экстренное торможение, совершенное по причине аварии или ее угрозы, можно назвать аварийным. Остальные рабочие торможения принято называть служебными. Считается, что при служебных торможениях на сухом асфальте замедление не превышает 3 м/с^2 , а проведенные эксперименты показали, что для городских условий среднее значение замедления грузового автомобиля лежит в пределах $0,8 \dots 1,7 \text{ м/с}^2$. Если учесть, что по многим отечественным и зарубежным данным, на сухих дорогах служебные торможения в зависимости от условий эксплуатации составляют $95 \dots 100\%$ полного числа торможений, то можно утверждать, что экстренное торможение (при достаточной квалификации водителя) – явление довольно редкое.

Стояночная тормозная система служит для удержания на месте неподвижного автомобиля. Она воздействует только на задние колеса автомобиля или на вал трансмиссии. Приводится в действие от рычага рукой водителя и поэтому стояночную тормозную систему называют ручной.

Запасная тормозная система является резервной и предназначена для остановки автомобиля при выходе из строя рабочей тормозной системы. При отсутствии на автомобиле отдельной запасной системы ее функции может выполнять исправная часть рабочей тормозной системы (первичный или вторичный контур) или стояночная тормозная система.

Вспомогательная тормозная система служит для ограничения скорости движения автомобиля на длинных и затяжных спусках. Она выполняется независимой от других тормозных систем и представляет собой тормоз замедлитель, который обычно действует на вал трансмиссии.

Прицепная тормозная система предназначена для снижения скорости движения, остановки и удержания на месте прицепа, а также автоматической его остановки при отрыве от автомобиля тягача.

Рабочей, стояночной и запасной тормозными системами оборудуются все автомобили, а вспомогательной тормозной системой только грузовые автомобили большой грузоподъемности полной массы свыше 12 т и автобусы полной массой более 5 т .

Совокупность всех тормозных систем называется тормозным управлением автомобиля.

Каждая тормозная система состоит из одного или нескольких тормозных механизмов (тормозов), тормозного привода и источника энергии. Тормозные механизмы осуществляют процесс торможения автомобиля, а тормозной привод управляет тормозными механизмами.

2. ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Тормозными называются механизмы, осуществляющие процесс торможения автомобиля. Тормозные механизмы служат для принудительного замедления автомобиля.

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

Современные автомобили оборудуются различными типами тормозных механизмов (рис. 2, 3).

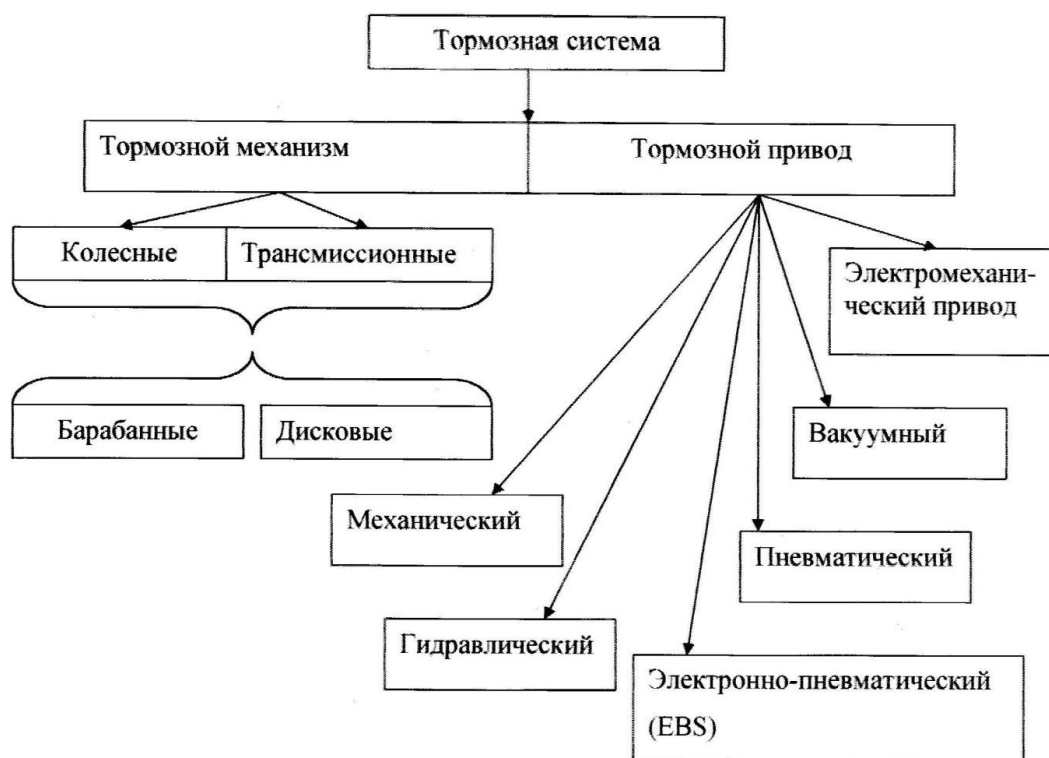


Рис. 2. Классификация тормозных механизмов и тормозного привода

Тормозные механизмы могут осуществлять принудительное замедление автомобиля различными способами—механическим (фрикционным), гидравлическим, электрическим торможением.

Фрикционные тормозные механизмы (дисковые и барабанные) получили наиболее широкое распространение на автомобилях. Фрикционный тормозной механизм включает в себя вращающуюся часть

(барабан, диск), тормозной элемент (колодки), прижимное устройство (кулачковое, поршневое), регулировочное устройство (эксцентрики) и охлаждающее устройство (ребра, каналы).

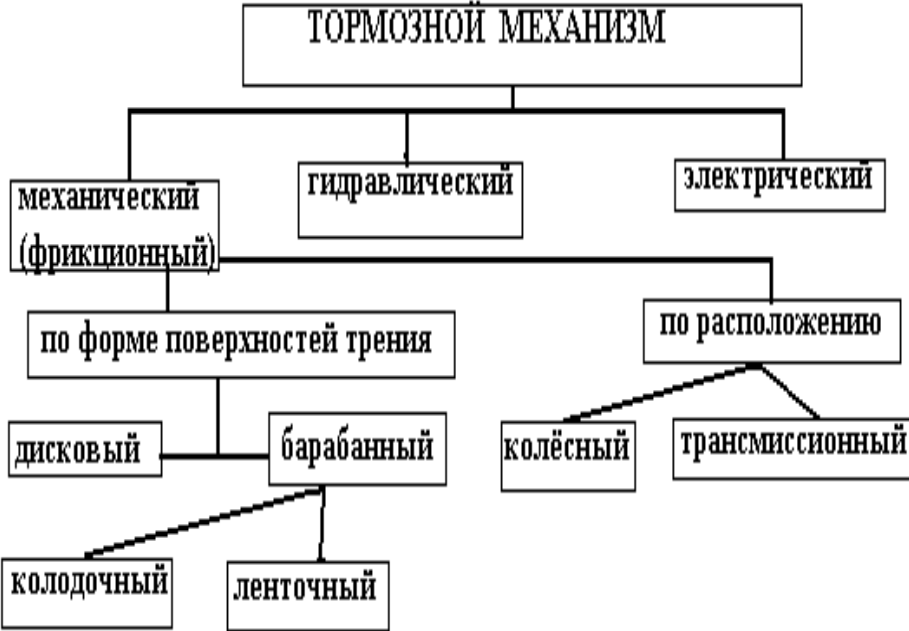


Рис. 3. Классификация тормозных механизмов

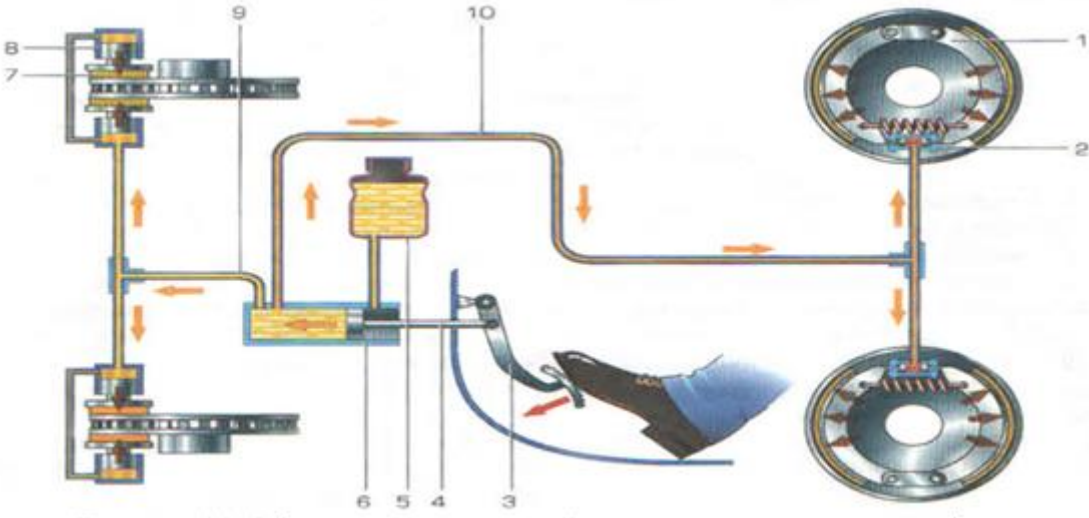


Рис. 4. Общая схема тормозной системы легкового автомобиля:

- 1 – тормозная колодка заднего тормозного механизма (барabanного);
 2 – тормозной цилиндр заднего колеса; 3 – педаль тормоза; 4 – шток с поршнем;
 5 – тормозной бачок; 6 – главный тормозной цилиндр; 7 – тормозная колодка
 переднего тормозного механизма (дискового); 8 – колесный тормозной
 цилиндр; 9 – трубопровод передних колес; 10 – трубопровод задних колес

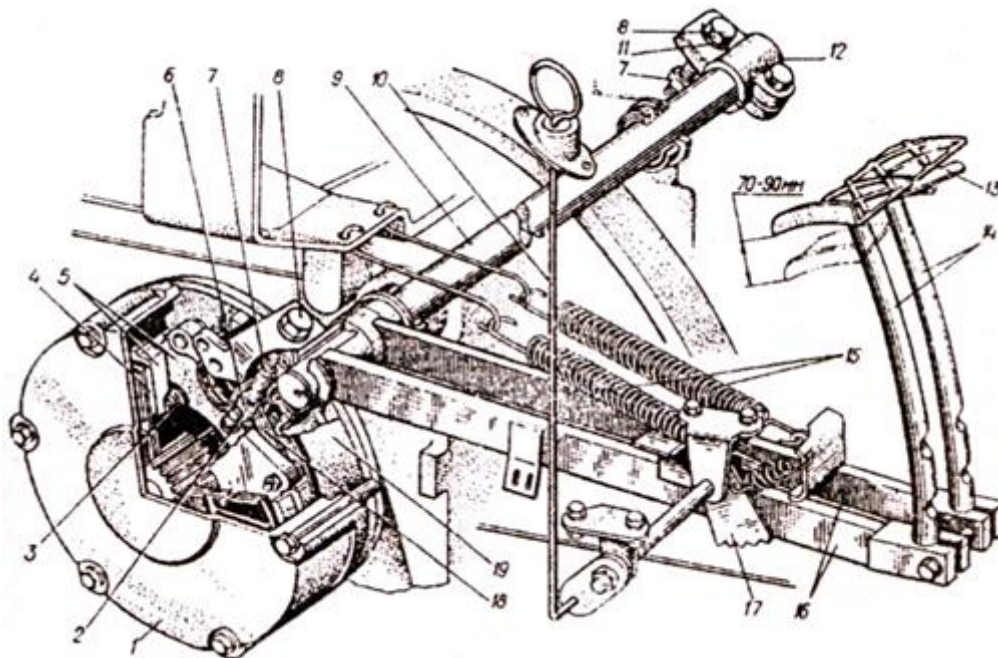


Рис. 5. Рабочая тормозная система тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:
 1 – кожух; 2 – шарик; 3 – пружина; 4 – соединительные диски; 5 – нажимные
 диски; 6 – вилка; 7 – контргайка; 8 – регулировочный болт; 9 – вал; 10 – тяга
 защелки; 11 – сферическая шайба; 12 – левый рычаг тормоза; 13 – планка
 блокировки педалей; 14 – стержни педалей; 15 – пружины; 16 – рычаги
 тормозов;
 17 – защелка тормозов; 18 – тяга; 19 – крышка стакана

Дисковые тормозные механизмы

Дисковые тормозные механизмы применяются главным образом на легковых автомобилях: на автомобилях большого класса на всех колесах; на автомобилях малого и среднего классов – в большинстве случаев только на передних колесах (на задних колесах применяются барабанные тормозные механизмы).

В последние годы дисковые тормозные механизмы нашли также применение на грузовых автомобилях ряда зарубежных фирм. Конструкции дисковых тормозных механизмов могут выполняться с неподвижной или плавающей скобой. Конструкция с неподвижной скобой приведена на рис. 6, а.

Тормозной диск закреплен на ступице переднего колеса, а скоба, выполненная из высокопрочного чугуна, крепится при помощи кронштейна на фланце поворотного кулака.

Тормозные легкоосъемные колодки помещены в пазах скобы. В скобе имеются два рабочих тормозных алюминиевых цилиндра, размещенных по обе стороны тормозного диска; цилиндры сообщаются между собой при помощи соединительной трубки. Установленные в цилиндрах стальные поршни уплотняются резиновыми кольцами, которые благодаря своей упругости возвращают поршни в исходное положение при растормаживании. В то же время при износе накладок они позволяют поршню переместиться в новое положение. Такое автоматическое регулирование зазора возможно, так как зазор мал (порядка 0,1 мм). При этом повышаются требования к точности изготовления и установки тормозного диска.

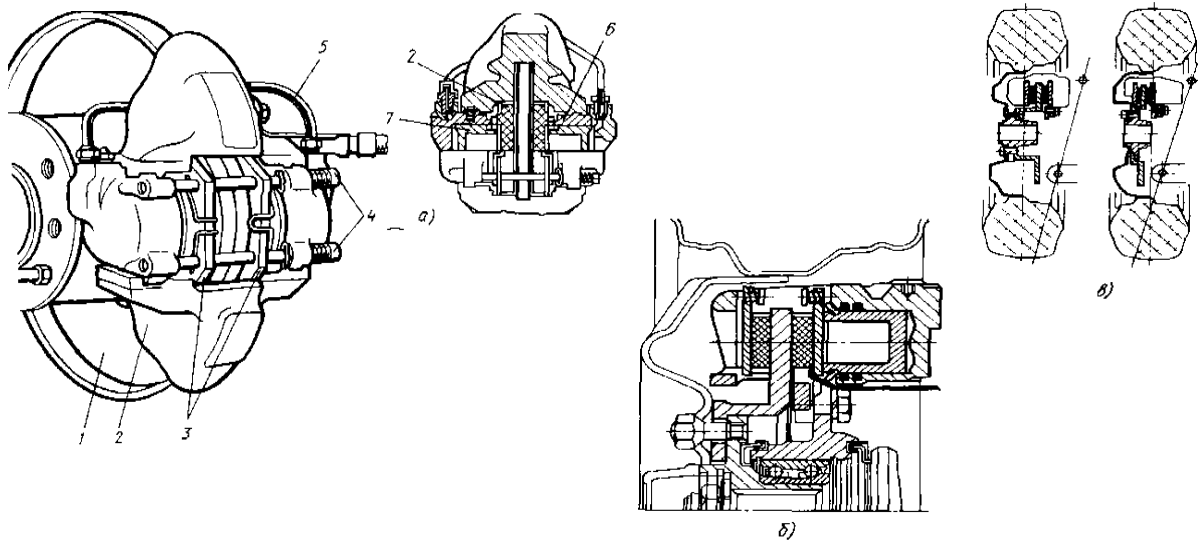


Рис. 6. Дисковые тормозные механизмы: а – с неподвижной скобой; б – с плавающей скобой; в – схема установки, неподвижной и плавающей скоб; 1 – тормозной диск; 2 – скоба; 3 – тормозные колодки; 4 – пальцы установки колодок; 5 – соединительная трубка; 6 – резиновое кольцо; 7 – поршни

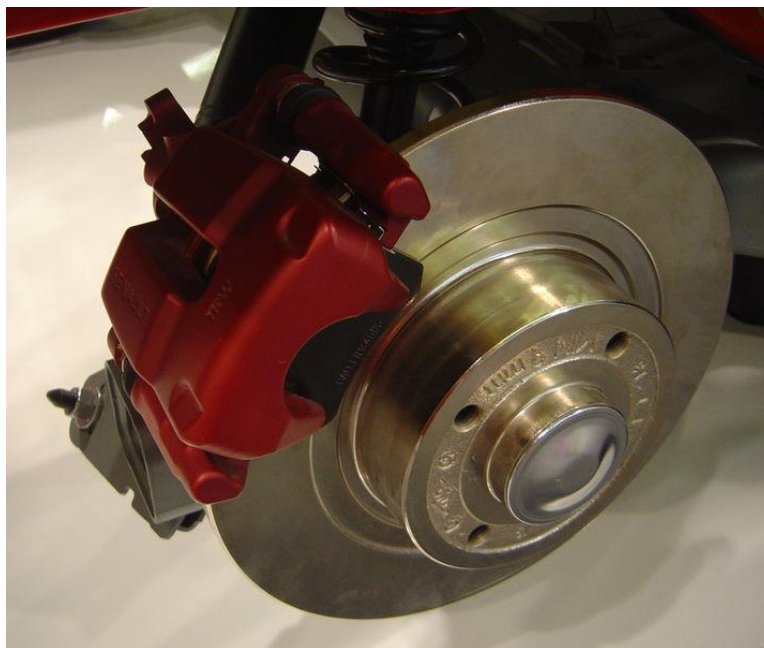


Рис. 7. Дисковый тормозной механизм
автомобиля DODGE CARAVAN

При отдельном или дублированном приводе передних и задних тормозных механизмов часто в скобе размещают по два цилиндра с каждой стороны («Москвич-2140»).

В дисковом тормозном механизме с плавающей скобой (см. рис. 6, б) скоба может перемещаться в пазах кронштейна, закрепленного на фланце поворотного кулака. В этом случае цилиндр (в некоторых конструкциях—два или три) расположен, с одной стороны. При торможении перемещение поршня вызывает перемещение скобы в противоположную сторону, благодаря чему обе колодки прижимаются к тормозному диску. Плавающая скоба имеет значительно меньшую ширину по сравнению с неподвижной, что позволяет легко обеспечить отрицательное плечо обкатки (см. рис. 6, а). При плавающей скобе ход поршня в 2 раза больше, чем при неподвижной.

Появились конструкции дисковых тормозных механизмов с качающейся на маятниковом подвесе скобой и односторонним расположением цилиндра (цилиндров).

Такая конструкция исключает возможность заедания скобы, наблюдающегося иногда в конструкциях с плавающей скобой.

Схема и статическая характеристика дискового тормозного механизма приведены на рис. 8.

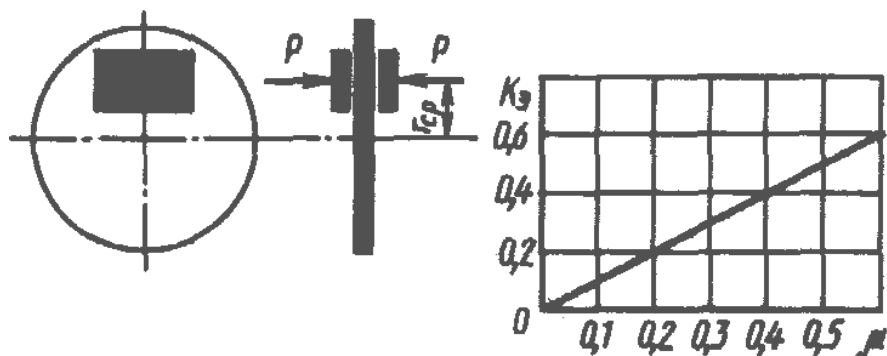


Рис. 8. Схема дискового тормозного механизма и его статическая характеристика

Для него тормозной момент $M_{\text{тор}} = 2P \mu r_{\text{ср}}$, а коэффициент эффективности $K_{\text{э}} = M_{\text{тор}} / \sum(P r_{\text{ср}}) = \mu$.

При расчетном коэффициенте трения $\mu = 0,35$ коэффициент эффективности $K_{\text{э}} = 0,35$. Из этого можно заключить, что дисковый тормозной механизм обладает малой эффективностью (как можно будет увидеть дальше – минимальной сравнительно с другими тормозными механизмами). Так, при расчетном коэффициенте трения $\mu = 0,35$ тормозной момент примерно в 3 раза меньше приводного момента. Основным достоинством дискового тормозного механизма является его хорошая стабильность, что отражено в статической характеристике, которая имеет линейный характер. В настоящее время **стабильности отдается предпочтение перед эффективностью**, так как необходимый тормозной момент можно получить увеличением приводных сил в результате применения рабочих цилиндров большего диаметра или усилителя.

К другим **достоинствам** дискового тормозного механизма можно отнести следующие:

- меньшую чувствительность к попавшей на накладку воде, по сравнению с барабанным тормозным механизмом (давление накладок в 3–4 раза превосходит давление накладок барабанного тормозного механизма, что объясняется меньшей их площадью);
- возможность увеличения передаточного числа тормозного привода благодаря малому ходу поршня;
- хорошее охлаждение тормозного диска, так как тормозной механизм, открытый;
- для более интенсивного охлаждения диска в нем часто выполняются радиальные каналы;
- меньшую массу по сравнению с барабанным.

Дисковый тормозной механизм неуравновешенный, так как при торможении создается дополнительная сила, нагружающая подшипники

колеса.

Следует также отметить, что в дисковом тормозном механизме тормозные накладки изнашиваются более интенсивно, чем в барабанном, поэтому необходима более частая смена колодок. Конструкции дисковых тормозных механизмов предусматривают легкую и быструю смену тормозных колодок.

Барабанные тормозные механизмы

Рабочий процесс барабанного колодочного тормозного механизма

Рассмотрим силы, действующие на колодку барабанного тормозного механизма (рис. 9 а, 10).

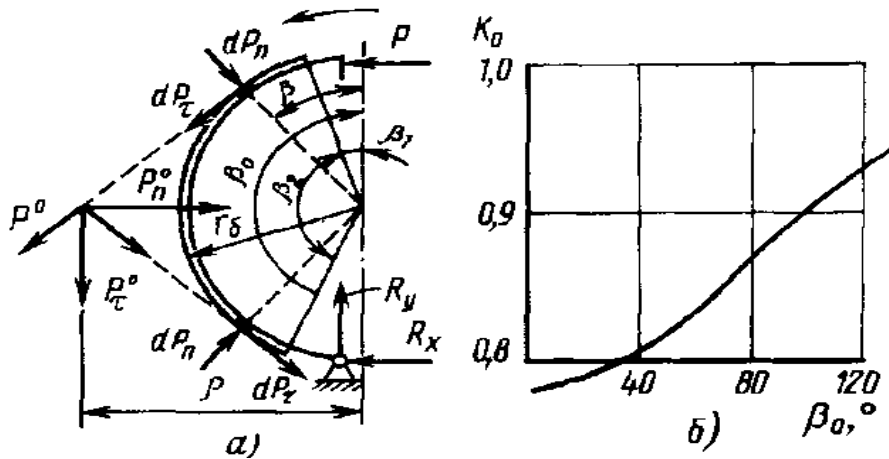


Рис. 9. Схема сил, действующих на колодку барабанного тормозного механизма, и характеристика изменения коэффициента k_0



Рис. 10. Барабанные тормозные механизмы автомобиля Москвич-412

Колодка прижимается к тормозному барабану под действием силы P_t .

При вращении барабана по направлению, указанному стрелкой, между барабаном и накладкой колодки возникают силы взаимодействия. Выделим элементарную **нормальную силу** dP_n и **элементарную касательную силу** dP_τ .

Элементарная нормальная сила

$$dP_n = p dF = p b r_6 d\beta;$$

где p – давление на накладки; dF – элементарная площадка накладки; b – ширина накладки; r_6 – радиус барабана; β – угловая координата элементарной площадки.

Элементарная касательная сила (сила трения)

$$dP_m = \mu dP_n = \mu p b r_6 d\beta.$$

Тормозной момент, создаваемый колодкой,

$$M_{mp} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} r_6 dP_T = \mu r_6^2 b \int_{\beta_1}^{\beta_2} p d\beta.$$

Чтобы проинтегрировать это выражение, необходимо знать, как изменяется давление по длине накладки.

При расчетах обычно принимают равномерное распределение давления или распределение по синусоидальному закону $P = p_{\max} \sin \beta$ (возможно применение и других законов изменения давления).

При равномерном распределении давления:

$$M_{mp} = \mu b r_6^2 p \beta_0 \quad (\beta_0 = \beta_1 - \beta_2 \text{ — угол охвата накладки,})$$

а при распределении по синусоидальному закону:

$$M_{mp} = \mu b r_6^2 p \beta_0 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2).$$

С достаточной для практических целей точностью можно принять распределение давления по длине накладки равномерным. Это допущение используется далее при сравнительной оценке различных схем тормозных механизмов.

Как видно из схемы, равнодействующая сил трения (условная) P_n^0 приложена на радиусе ρ , который зависит от угла $\beta_0 = 90 \dots 120^\circ$. При расчетах тормозного момента равнодействующую сил трения обычно приводят к радиусу тормозного барабана, что позволяет использовать упрощенные формулы. С этой целью вводят коэффициент k_0 , который можно определить, приравняв момент трения на колодках: $M_{mp} = P_\tau^0 \rho$

$$\text{расчетному моменту трения } M_{mp} = P_\tau r_6,$$

тогда

$$M_{mp} = P_n^0 \rho = P_\tau r_6,$$

где P_τ – сила трения, действующая на колодку на плече r_6 .

$$\text{Отсюда } k_0 = r_6 / \rho = P_\tau^0 / P_\tau = P_n^0 / P_n; \quad P_n^0 = k_0 P_n.$$

Коэффициент k_0 может быть найден по графику рис. 9, б.

Оценка барабанных колодочных механизмов различных типов

Проведем оценку конструкций, выполненных по основным конструктивным схемам, представленным на рис. 11, б.

К барабанным относятся следующие тормозные механизмы:

– с равными приводными силами и односторонним расположением опор (рис. 11, б);

– с равными приводными силами и разнесенными опорами (рис. 12);

– с равными перемещениями колодок (рис. 13);

– с большим самоусилением (рис. 14).

На схеме (см. рис. 11, б):

$P' = P'' = P$ – приводные силы;

P_n', P_n'' – равнодействующие нормальных сил, действующих со стороны тормозного барабана на колодки;

P'_τ, P''_τ – силы трения, действующие на колодки,

R_x', R''_x, R'_y, R''_y – реакции опор.

Составим сумму моментов сил относительно точек опоры колодок и найдём тормозные моменты.

Для активной колодки сумма моментов сил относительно точки опоры колодки:





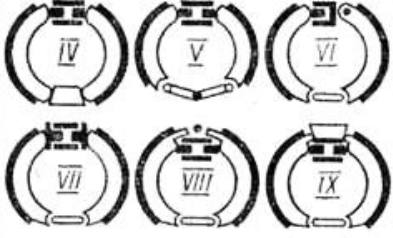



$$P_h + P'_m r_{\bar{o}} - k_0 P'_n a = 0.$$

Момент трения, создаваемый активной колодкой:

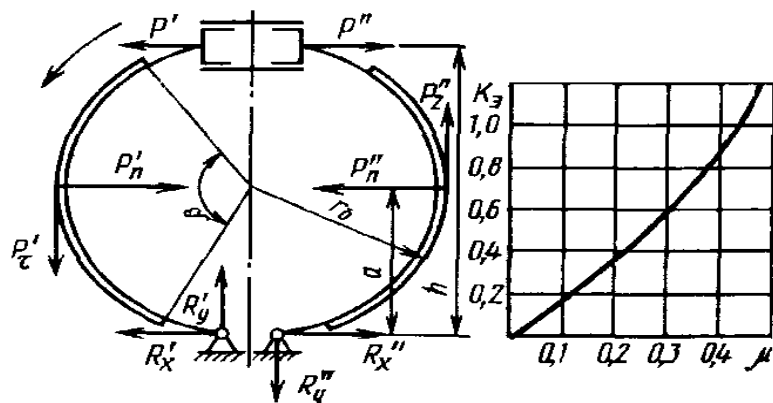
$$M_{mp} = P'_m r_{\bar{o}} = P r_{\bar{o}} \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_{\bar{o}}}.$$

Момент трения, создаваемый пассивной колодкой:

$$M''_{mp} = P''_m r_{\bar{o}} = P r_{\bar{o}} \frac{\mu h}{k_0 a + \mu r_{\bar{o}}}.$$

Степени свободы колодок	Количество приводных устройств	Тип приводного устройства		
		Исполнительный орган привода	Кулачковое	Клиновое
Одна	1			
	2			
Две	1			
	2			

а) типы барабанных тормозных механизмов



б) схема тормозного механизма с равными приводными силами и односторонним расположением опор и его статическая характеристика

Рис. 11

Тормозной момент, создаваемый обеими колодками:

$$M_{тр} = M''_{тр} + M'_{тр} = Pr_0 \left(\frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0} + \frac{\mu h}{k_0 a + \mu r_0} \right).$$

В дальнейшем для сравнительной оценки различных схем тормозных механизмов введем упрощения: будем считать $a \approx r_0$; $k_0=1$; $\mu = 0,35$.

Оценить тормозной механизм можно по следующим параметрам: отношению тормозных моментов, создаваемых активной и пассивной

колодками:

$$M'_{mp} / M''_{mp} = (k_0 a + \mu r_0) / (k_0 a - \mu r_0)$$

или, приняв указанные выше упрощения:

$$M'_{mp} / M''_{mp} = (1 + \mu) / (1 - \mu) = 1,35 / 0,65 \approx 2.$$

При принятых упрощениях активная колодка обеспечивает примерно в два раза больший тормозной момент по сравнению с пассивной, что приводит к ускоренному ее изнашиванию. Для того, чтобы уравновесить износ накладок, необходимо сделать давления накладок одинаковыми, что достигается уменьшением длины пассивной накладки (ГАЗ-53). Возможно применение ступенчатых цилиндров, в которых поршень большего цилиндра воздействует на пассивную колодку, но при этом неоправданно усложняется конструкция.

Причем: коэффициент тормозной эффективности (при тех же упрощениях):

$$M_{mp} = P'_m r_0 = Pr_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0} M'_{mp} / M''_{mp} = (k_0 a + \mu r_0) / (k_0 a - \mu r_0),$$

$$M'_{mp} = M''_{mp} = Pr_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0} K_э = 2\mu / (1 - \mu^2) \approx 0,8$$

тормозная эффективность одинакова независимо от направления движения;

статическая характеристика тормозного механизма нелинейная, что свидетельствует о недостаточной стабильности;

в результате неуравновешенности, при торможении на подшипники ступицы колеса действует дополнительная нагрузка.

Тормозной механизм с равными приводными силами и разнесенными опорами

Схема сил, действующих на колодки тормозного механизма, и статическая характеристика показаны на рис. 12.

В этом тормозном механизме обе колодки активные при движении вперед, поэтому тормозные моменты, создаваемые обеими колодками, одинаковы:

$$M'_{mp} = M''_{mp} = Pr_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0}.$$

Суммарный момент тормозного механизма:

$$M_{тор} = 2Pr_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0}.$$

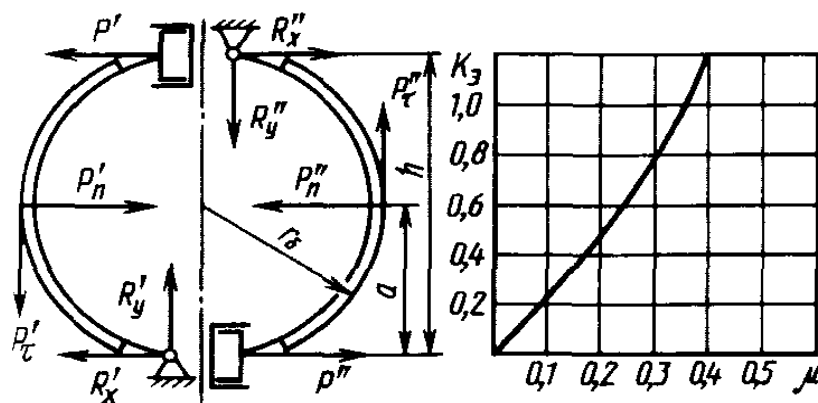


Рис. 12. Схема тормозного механизма с равными приводными силами и разнесенными опорами и его статическая характеристика

Оценка тормозного механизма:

– давления на поверхности обеих накладок одинаковы, следовательно, обе накладки имеют одинаковый износ;

– коэффициент тормозной эффективности при принятых упрощениях:

$$K_3 = 2\mu / (1 - \mu) = 1,08,$$

т. е. тормозной момент несколько больше приводного;

– на заднем ходу эффективность тормозного механизма снижается примерно в 2 раза; этим объясняется, что такой тормозной механизм используют только для передних колес (ГАЗ-24, «Москвич-408», ГАЗ-66);

– тормозной механизм уравновешенный.

Тормозной механизм с равными перемещениями колодок

Схема сил, действующих на колодки тормозного механизма, и статическая характеристика показаны на рис. 13.

Профиль разжимного кулака симметричен, поэтому перемещения и деформации колодок, накладок и тормозного барабана одинаковы. Из этого следует, что нормальные силы, а, следовательно, и силы трения одинаковы на обеих колодках.

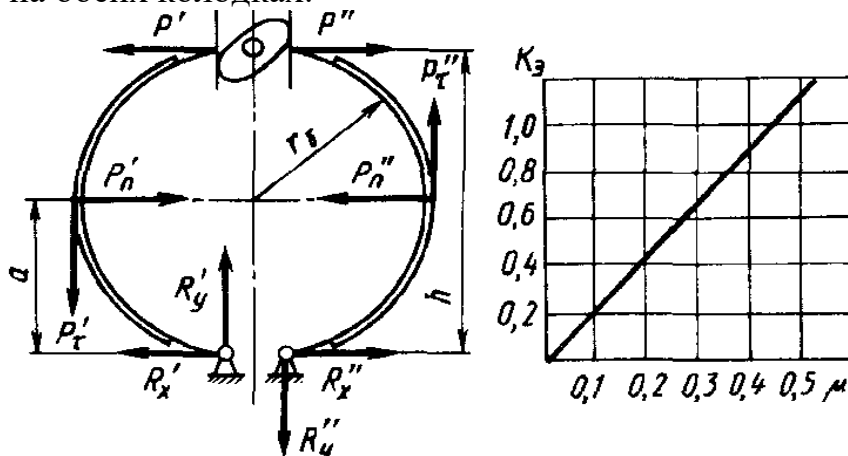


Рис. 13. Схема тормозного механизма с равными перемещениями колодок и его статическая характеристика

Однако приводные силы не одинаковы, так как активная колодка воспринимает меньшую приводную силу по сравнению с пассивной:

$$P_n'' = P_n', P_m' = P_m'', P' \neq P''.$$

Момент трения:

активной колодки:

$$M_{mp}' = P' \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0};$$

пассивной колодки:

$$M_{mp}'' = P'' \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0}.$$

Суммарный момент тормозного механизма:

$$M_{тор} = M_{mp}' + M_{mp}'' = \mu r_0 h \left(\frac{P''}{k_0 a - \mu r_0} + \frac{P'}{k_0 a + \mu r_0} \right).$$

Используя принятые упрощения, как в предыдущих случаях, получим:

$$P'' / P' = (1 + \mu) / (1 - \mu) \approx 2.$$

Оценка тормозного механизма:

– давления на поверхности накладок одинаковы, следовательно, обе накладки имеют одинаковый износ;

– коэффициент тормозной эффективности $K_z = 2\mu$; т. е. тормозной момент меньше приводного–тормозной механизм недостаточно эффективен;

– тормозная эффективность одинакова независимо от направления движения;

– статическая характеристика линейна, тормозной механизм стабилен;

– тормозной механизм уравновешен.

Тормозной механизм с равными перемещениями колодок широко применяется на грузовых автомобилях и автобусах, оснащенных тормозным пневмоприводом.

Тормозной механизм с большим самоусилением (сервотормоз)

Схема сил, действующих на колодки тормозного механизма, и его статическая характеристика показаны на рис. 14. На схеме показан сервотормоз одностороннего действия. В этом механизме во время торможения при движении вперед обе колодки являются активными, на заднем ходу – пассивными.

Момент трения, создаваемый первой активной колодкой:

$$M_{mp}' = P' \mu r_0 h \left(\frac{1}{k_0 a - \mu r_0} \right).$$

Так как приводное усилие, действующее на вторую активную колодку $P'' = R'_x$, то момент трения, создаваемый второй активной колодкой:

$$M''_{mp} = R'_x \mu r_0 h \left(\frac{1}{k_0 a - \mu r_0} \right).$$

Как выше было установлено:

$$R'_x = P'_n - P' = P' h \left(\frac{1}{k_0 a - \mu r_0} \right) - P'.$$

Следовательно:

$$P'' = P' \left(\frac{h}{k_0 a - \mu r_0} - 1 \right).$$

После упрощения получим:

$$P'' = 2P',$$

т. е. приводная сила на второй активной колодке примерно в два раза больше, чем на первой, вследствие чего тормозная эффективность второй активной колодки также примерно в два раза выше.

Суммарный момент тормозного механизма:

$$M_{тор} = M'_{mp} + M''_{mp} \approx 3P' r_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0}.$$

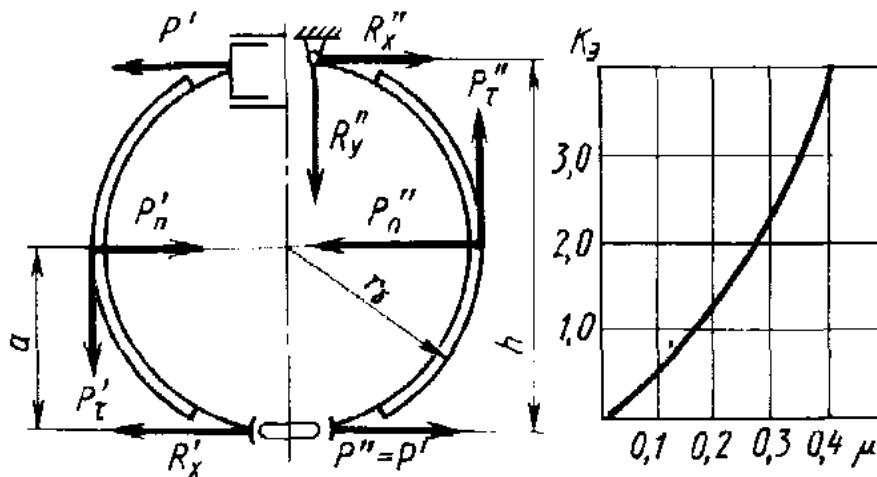


Рис. 14. Сервотормоз и его статическая характеристика

Оценка тормозного механизма:

– давления на поверхности накладок неодинаковы, в результате чего накладка второй активной колодки изнашивается интенсивней;

– коэффициент тормозной эффективности:

$$K_э = 4\mu / (1 - \mu)^2 \approx 4,31.$$

– сервотормоз одностороннего действия имеет примерно в три раза меньшую эффективность на заднем ходу;

– двусторонний сервотормоз имеет одинаковую эффективность независимо от направления движения;

– имеет наименьшую стабильность по сравнению со всеми другими типами тормозных механизмов;

– неуравновешен.

Из-за большой величины коэффициента тормозной эффективности, малой стабильности и большой неуравновешенности этот тормозной механизм, вызывающий чрезмерно резкое торможение в современных автомобилях не применяется.

На рис. 15 приведен сводный график статических характеристик, позволяющий сравнить тормозные механизмы различных типов.

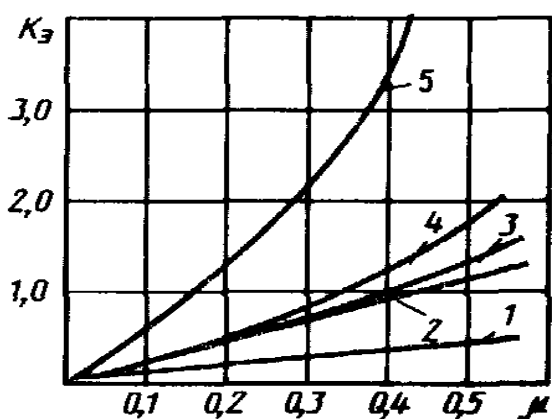


Рис. 15. Сводный график статических характеристик тормозных механизмов различных типов: 1 – дисковый; 2 – с равными перемещениями колодок; 3 – с односторонним перемещением опор и равными приводными силами; 4 – с разнесенными опорами и равными приводными силами; 5 – сервотормоз

Гидравлический тормоз-замедлитель представляет собой обычную гидромufту, одно из колес которой закреплено неподвижно, а другое установлено на валу трансмиссии (за коробкой передач) и вращается вместе с валом. Тормозной момент гидравлического тормоза-замедлителя зависит от скорости вращения рабочего колеса и количества подаваемой жидкости. Гидравлические тормоза замедлители имеют большую массу и малоэффективны при небольших скоростях движения автомобиля.

Электрический тормоз-замедлитель обычно располагают за коробкой передач. Он представляет собой массивный стальной диск, закрепленный на валу трансмиссии и вращающийся с валом относительно неподвижных электромагнитов. Торможение автомобиля происходит за счет работы, которая затрачивается на преодоление магнитного взаимодействия между вращающимся диском и электромагнитами. Электрические тормоза-замедлители высокоэффективны и обеспечивают плавность торможения автомобиля. Однако они имеют большую массу, дорогостоящие в изготовлении и расходуют дополнительную энергию аккумуляторных батарей.

3. ТОРМОЗНЫЕ ПРИВОДЫ

Тормозным приводом называется совокупность устройств, осуществляющих связь педали или рычага управления с тормозными механизмами.

Тормозной привод служит для управления и приведения в действие тормозных механизмов.

3.1. Механический тормозной привод

Представляет собой систему тяг, рычагов и тросов, с помощью которых усилие водителя от рычага или педали управления передается к тормозным механизмам. На автомобилях механический привод применяется в качестве обязательного привода в стояночной тормозной системе. На легковых автомобилях механический привод действует на тормозные механизмы задних колес, а на грузовых автомобилях – на трансмиссионный тормоз, устанавливаемый обычно на вторичном валу коробки передач. На всех автомобилях, кроме легковых большого класса, механический привод действует от рычага управления. На легковых автомобилях большого класса привод действует от специальной ножной педали управления. Механический тормозной привод надежен в работе при длительном удержании автомобиля на месте во время стоянки, компактен и прост по конструкции. Однако он имеет низкий КПД и требует частых регулировок.

3.2. Тормозной гидропривод

Применяется на всех легковых автомобилях и на грузовых автомобилях с полной массой до 7,5 т. В сочетании с пневмоприводом, гидропривод применяется и на автомобилях большой массы («УРАЛ-4320»).

Достоинства гидропривода:

- малое время срабатывания;
- равенство приводных сил на тормозных механизмах левых и правых колес;
- удобство компоновки (в отличие от механического привода гидролиния может быть проложена в любом, удобном для монтажа месте);
- высокий КПД (до 0,95);
- возможность распределения приводных усилий между тормозными механизмами передних и задних колес в результате применения рабочих цилиндров разного диаметра (на ВАЗ-2101 цилиндры передних дисковых тормозных механизмов – 40 мм; задних – 19 мм);
- простота обслуживания.

К недостаткам тормозного гидропривода относят:

– снижение КПД при низких температурах;

– возможность выхода из строя тормозной системы при местном повреждении привода.

На современных автомобилях обязателен двухконтурный привод. При выходе из строя одного контура обеспечивается возможность торможения неповрежденным контуром, хотя и с меньшей эффективностью.

Схемы двухконтурного тормозного гидропривода.

Наиболее простая схема двухконтурного гидропривода применена на автомобиле ВАЗ-2101 (рис. 16, а). Здесь применен главный тормозной цилиндр типа «Тандем», в котором имеются две секции с автономным питанием тормозной жидкостью. Передняя секция связана трубопроводом с задним тормозным контуром, а задняя – с передним контуром.

В гидроприводе некоторых автомобилей (например, ГАЗ-53) рабочие цилиндры имеют резиновые предпоршневые манжеты.

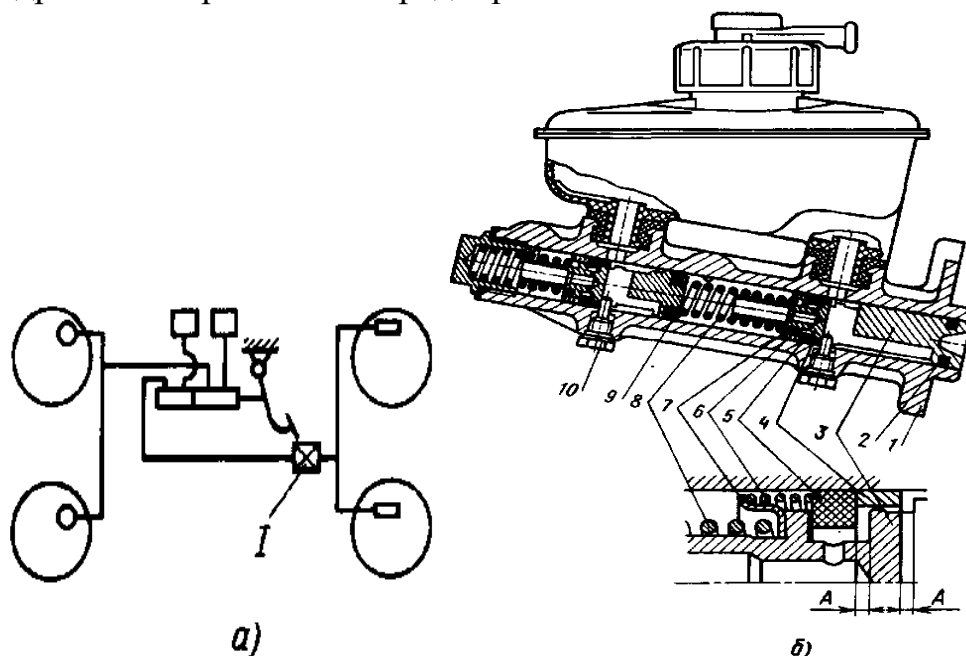


Рис. 16. Двухконтурный тормозной гидропривод автомобиля ВАЗ-2108:
а – схема привода; б – главный тормозной цилиндр типа «Тандем»;
I – регулятор тормозных сил; 1 – корпус; 2 – уплотнительное кольцо;
3 – поршень; 4 – втулка; 5 – уплотнительное кольцо высокого давления;
6 – пружина уплотнительного кольца; 7 – тарелка пружины; 8 – пружина;
9 – шайба; 10 – упорный винт; А – компенсационные зазоры

В расторможенном состоянии системы тормозного гидропривода должно поддерживаться небольшое избыточное давление для того, чтобы манжеты, были прижаты к стенкам цилиндра, и система оставалась герметичной – жидкость из нее не вытекала, а воздух в нее не попадал. В таких системах для этого в главном тормозном цилиндре обязательно устанавливают обратный клапан.

Нагружающая пружина клапана рассчитана на поддержание заданного избыточного давления. В тормозных системах, где применяются дисковые тормозные механизмы, недопустимо повышение давления в гидроприводе, когда система находится в расторможенном состоянии, так как это привело бы к постоянному соприкосновению колодок с тормозным диском. В качестве примера на рис. 16, б приведен главный тормозной цилиндр типа «Тандем» автомобиля ВАЗ-2108.

Обратный клапан в этих тормозных цилиндрах не устанавливают, и предпоршневые полости в расторможенном состоянии системы сообщены с питающей гидролинией через перепускной клапан, а герметизация рабочих цилиндров обеспечивается резиновыми уплотнительными кольцами. Связь с питающей гидролинией в расторможенном состоянии необходима, в частности, при тепловом расширении жидкости. При торможении, когда поршни перемещаются влево, перепускные клапаны закрываются, герметизируя предпоршневые полости.

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

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

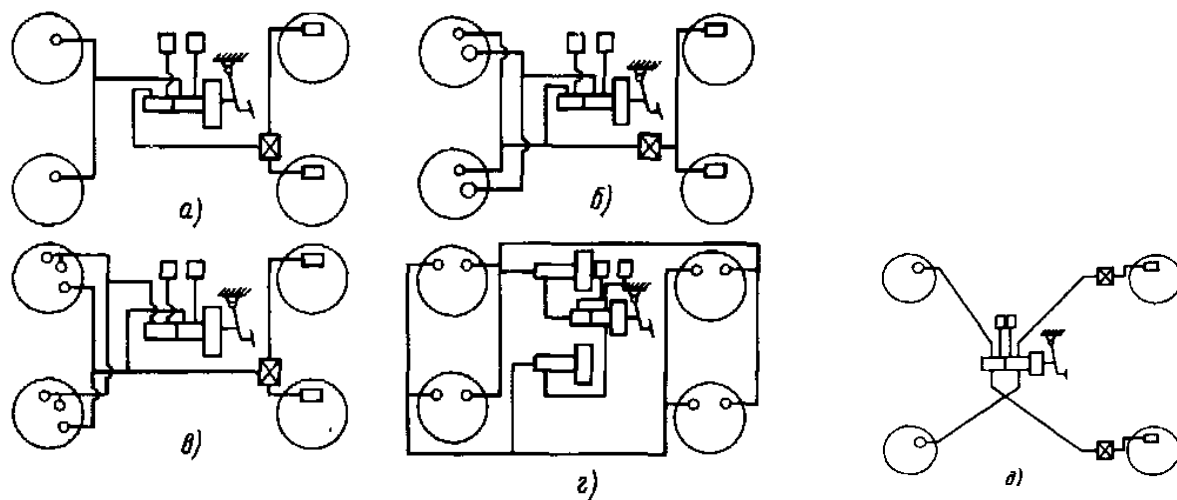
Схема тормозного привода автомобилей ВАЗ моделей 2103, 2105 (рис. 17, а) отличается от предыдущей наличием вакуумного усилителя, объединенного с главным тормозным цилиндром типа «Тандем».

Стремление обеспечить большую надежность тормозного привода привело к появлению более сложных схем. Так, например, в двухконтурном приводе автомобиля АЗЛК-2141 (рис. 17, б) один из контуров обеспечивает торможение всех колес при выходе из строя контура привода тормозных механизмов передних колес. Рабочие цилиндры контура привода передних колес имеют увеличенный диаметр.

Принципиально такая же схема применена на автомобиле ВАЗ-2121 (см. рис. 17, в, е). В дисковых тормозных механизмах передних колес, установлены в каждом по три рабочих тормозных цилиндра (плавающая скоба), причем передний контур воздействует на два цилиндра в каждом тормозном механизме, параллельно соединенных между собой.

Еще более усложненная схема применяется на автомобилях высокого класса. На рис. 17, г приведена двухконтурная схема автомобиля ЗИЛ-114,

где каждый контур, снабженный автономным вакуумным усилителем, обеспечивает торможение всех колес.



e)

Рис. 17. Схемы двухконтурных тормозных гидроприводов автомобилей ВАЗ моделей 2103, 2105, АЗЛК-2141, ВАЗ-2121 (а–д), автомобиль ВАЗ 2121 (е)

Получила распространение двухконтурная диагональная схема тормозного привода (см. рис. 17, д). Она применяется на автомобилях ВАЗ-2108, ЗАЗ-1102, «Ауди-100» и многих других. По этой схеме один контур связывает тормозные механизмы левого переднего и правого заднего колес, а другой – правого переднего и левого заднего колес. При выходе из строя одного из контуров сохраняется 50 % тормозной эффективности (вместо 30 % по установленным нормам). Однако такая схема может применяться только при отрицательном плече обкатки управляемых колес, иначе автомобиль при торможении будет терять устойчивость в результате появления разворачивающего момента.

Усилители тормозных гидроприводов

На легковых автомобилях устанавливают, как правило, вакуумные

усилители тормозного привода. На грузовых автомобилях, имеющих тормозной гидропривод, применяют как вакуумные, так и пневмоусилители.

Основные требования к усилителю:

обеспечение пропорциональности между усилием на тормозной педали и усилием, создаваемым усилителем (силовое следящее действие);

возможность управления тормозной системой при выходе усилителя из строя или при неработающем двигателе.

Каждый усилитель включает исполнительное и следящее устройства.

Исполнительное устройство может быть выполнено в виде мембранной или поршневой вакуумной камеры. Следящее устройство включает чувствительный элемент и два клапана—вакуумный и атмосферный. Чувствительный элемент может быть мембранным, рычажным, упругоэластичным. Следящее устройство в некоторых конструкциях размещается отдельно от исполнительного. Вакуумный усилитель, у которого привод к следящему устройству гидравлический, называют «гидровакумный усилитель» («гидровак»), при механическом приводе следящего устройства—«вакуумный усилитель» («мастервак»). Главный тормозной цилиндр размещается в большинстве случаев в одном агрегате с усилителем, а иногда отдельно от него (ГАЗ-53А).

На рис. 18, а представлена схема гидровакумного усилителя с мембранной камерой (с обратным клапаном 11) и мембранным следящим устройством.

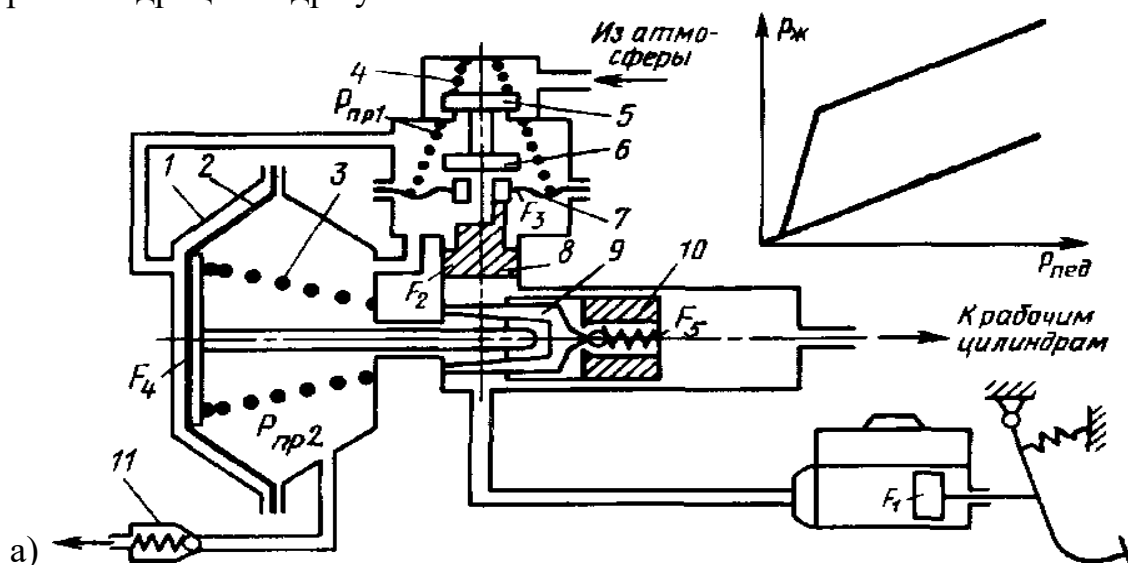
Когда усилие на тормозной педали отсутствует, в обеих полостях мембранной камеры 1 создается одинаковый вакуум, так как мембрана 7 следящего устройства пружиной отжата вниз и вакуумный клапан 6 открыт, а атмосферный клапан 5 пружиной 4 прижат к седлу. При торможении, когда под действием усилия тормозной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

Следящее действие обусловлено способностью мембраны 7 самоустанавливаться в равновесное состояние, когда усилие на тормозной педали постоянно. Этому соответствует положение, при котором вакуумный клапан 6 и атмосферный клапан 5 закрыты.

Суммарная сила, действующая на поршень 10 гидроцилиндра усилителя:

$$(p_1 - p_2)F_4 - P_{пр2} + p_{жс1}F_1 = p_{жс2}F_5,$$

где F_4 – активная площадь мембранной камеры 1, $P_{пр2}$ – усилие пружины 3, $p_{жс}$ – давление жидкости в правой полости гидроцилиндра, F_5 – площадь поршня гидроцилиндра усилителя.



б)

Рис. 18. Схема гидровакуумного усилителя гидропривода с мембранным следящим устройством (9 – пластина) (а); ГАЗ-53 А (б)

В некоторых конструкциях усилителей с целью увеличения коэффициента усиления применяют вакуумные усилители с двумя вакуумными камерами), установленными последовательно, с общим следящим устройством. Такой усилитель имеет автомобиль ГАЗ-3102.

3.3. Тормозной пневмопривод

Тормозной пневмопривод применяется на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, а также на автобусах.

К достоинствам тормозного пневмопривода следует отнести:

–облегчение управления;

–удобство привода тормозных систем прицепа и полуприцепа, возможность использования сжатого воздуха для различных целей (накачивание и поддержание давления в шинах, привод стеклоочистителей и пр.).

Недостатки пневмопривода:

– сложность производства и обслуживания;
– сравнительно высокая стоимость;
– постоянные затраты мощности на привод компрессора большое время срабатывания (в 5...10 раз больше, чем у гидропривода).

Последний недостаток может отсутствовать при применении электропневмопривода.

Пневмопривод включает ряд элементов:

питающие – компрессор, ресиверы;

управляющие – тормозные краны;

клапаны управления тормозами прицепа или полуприцепа;

исполнительные – тормозные камеры;

регулирующие – регулятор давления (создаваемого компрессором), регуляторы тормозных сил и др.;

элементы, улучшающие эксплуатационные качества и надежность– влагоотделители, защитные клапаны (одинарный, двойной, тройной), сохраняющие давление воздуха в исправных контурах, ускоряющие клапаны, клапаны контрольного вывода и др.;

сигнальные элементы различного типа.

По требованиям отечественных и зарубежных стандартов пневмопривод рабочей тормозной системы должен иметь не менее двух независимых контуров, с тем чтобы местное повреждение вызывало выход из строя только одного контура. Кроме того, пневмопривод может иметь вывод для торможения прицепа (полуприцепа). Современные автомобили с тормозным пневмоприводом, помимо независимых контуров рабочей тормозной системы, имеют обычно независимые контуры других систем.

Пневмооборудование современного автопоезда достаточно сложное. Оно включает несколько десятков приборов.

Пневмооборудование тягача автопоезда, включает в себя пять автономных контуров:

контур привода тормозных механизмов передних колес;

контур привода тормозных механизмов задних колес;

контур привода стояночного тормозного механизма;

контур привода тормоза-замедлителя и питания потребителей;

контур аварийного растормаживания стояночного тормозного механизма.

В зависимости от применяемого пневмооборудования тягач и прицеп могут соединяться по однопроводной, двухпроводной или комбинированной схемам. При комбинированной схеме к тягачу могут

присоединяться прицепы (полуприцепы), оборудованные как по однопроводной, так и по двухпроводной схемам.

Принципиальная однопроводная схема тормозного пневмопривода автопоезда показана на рис. 19.

Внешним признаком однопроводной системы является соединение при помощи соединительной головки 7 тормозной системы тягача с тормозной системой прицепа одним трубопроводом, который одновременно служит управляющей и питающей линией.

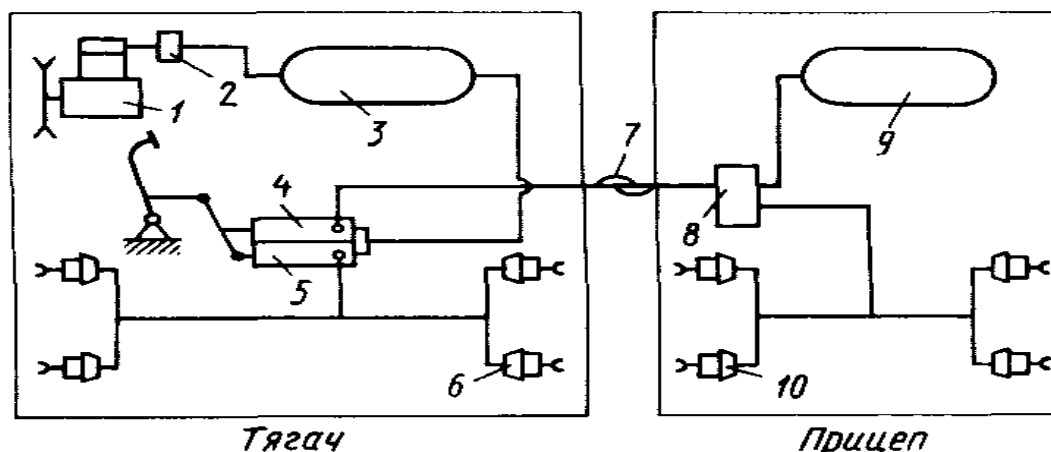


Рис. 19. Принципиальная схема однопроводного тормозного пневмопривода автопоезда

В расторможенном состоянии автопоезда компрессор 1 через регулятор давления 2 нагнетает сжатый воздух в ресиверы тягача и прицепа; тормозные камеры тягача и прицепа соединены с атмосферой. При нажатии на тормозную педаль, секция 5 комбинированного тормозного крана сообщает тормозные камеры 6 тягача с ресивером 3, а секция 4 открывает связь соединительной пневмолнии с атмосферой. Снижение давления сжатого воздуха в соединительной пневмолнии приводит к соответствующему срабатыванию клапанов воздухораспределителя 8, благодаря, чему сжатый воздух из ресивера 9 прицепа подается в тормозные камеры 10 прицепа. При этом сохраняется пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением сжатого воздуха в тормозных камерах, поскольку обе секции комбинированного тормозного крана и воздухораспределитель прицепа являются следящими аппаратами. При отрыве прицепа происходит его торможение вследствие падения давления в пневмолнии.

Давление в тормозной системе тягача поддерживается на уровне 0,75... 0,80 МПа.

Давление в тормозной системе прицепа при однопроводной системе должно быть ниже на 0,2...0,25 МПа, чтобы уменьшить время срабатывания аппаратов тормозной системы прицепа. Связано это с тем, что время

удаления воздуха из аппаратов в 1,5...2 раза больше, чем время их заполнения.

Основным недостатком однопроводной системы тормозного привода прицепа считается так называемая «истощаемость» – при неоднократных и частых торможениях, например, на спуске, сжатый воздух из ресивера прицепа расходуется, давление в нем падает, не получая зарядки из компрессора. По этой причине в настоящее время на подавляющем большинстве автопоездов устанавливается двухпроводная система тормозного пневмопривода. В нашей стране двухпроводная система предусмотрена ГОСТом.

Принципиальная схема двухпроводного тормозного привода автопоезда приведена на рис. 20.

Внешним признаком двухпроводной системы является соединение тягача и прицепа двумя пневмолиниями: питающей (с соединительной головкой 6) и управляющей (с соединительной головкой 7).

В расторможенном состоянии тормозные камеры тягача и прицепа связаны с атмосферой соответственно через тормозной кран 4 и воздухораспределитель 8. При работе компрессора 1 одновременно происходит зарядка сжатым воздухом через регулятор 2 ресивера 3 тягача и через питающую пневмолинию ресивера 9 прицепа.

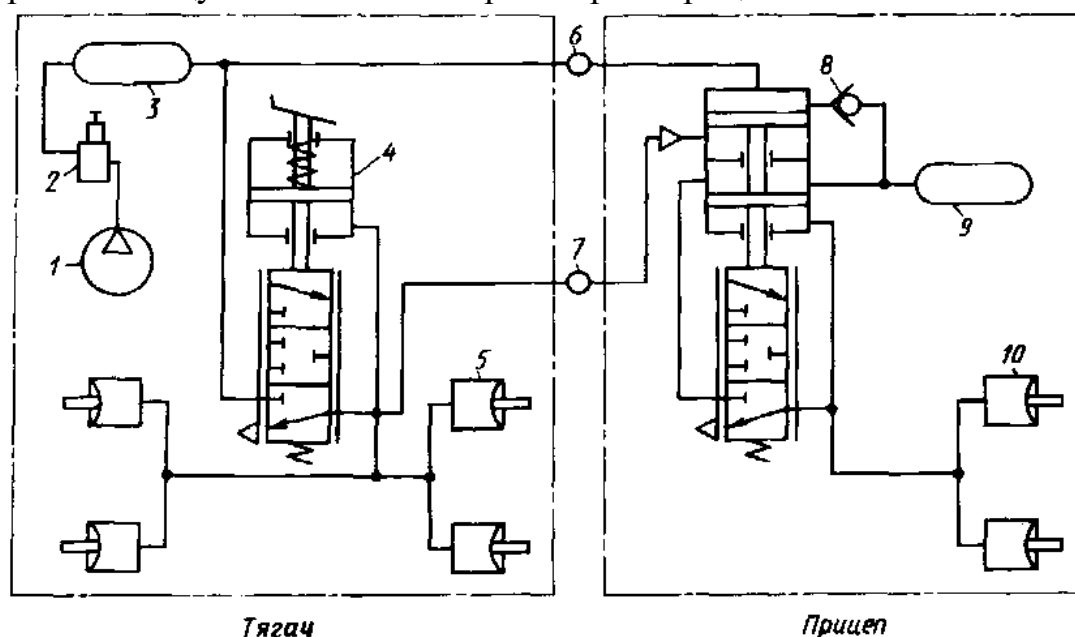


Рис. 20. Схема двухпроводного тормозного пневмопривода автопоезда

При нажатии на тормозную педаль тормозной кран тягача сообщает ресивер 3 с тормозными камерами 5 тягача. В то же время сжатый воздух по управляющей пневмолинии поступает к воздухораспределителю 8, воздействуя на клапан, сообщающий ресивер 9 с тормозными камерами 10 прицепа. В процессе торможения в ресивер 9 прицепа продолжает

поступать сжатый воздух от ресивера тягача. При отрыве прицепа воздухораспределитель сообщает тормозные камеры 10 с ресивером 9, вследствие чего прицеп резко тормозится. В двухпроводной системе также сохраняется пропорциональность между усилием на педали и давлением сжатого воздуха в тормозных камерах.

Преимуществами двухпроводной системы является непрерывная зарядка ресивера прицепа, что обеспечивает надежное пользование тормозами при многократных торможениях, и меньшее время срабатывания (приблизительно в 1,5... 2 раза, но сравнению с однопроводной системой).

3.4. Приборы тормозного пневмопривода

Компрессор. На большинстве грузовых автомобилей, имеющих тормозной пневмопривод, применяются двухцилиндровые одноступенчатые компрессоры с жидкостным охлаждением, включенным в системы охлаждения двигателя. Привод компрессора осуществляется от двигателя клиноременной или зубчатой (КАМАЗ) передачей.

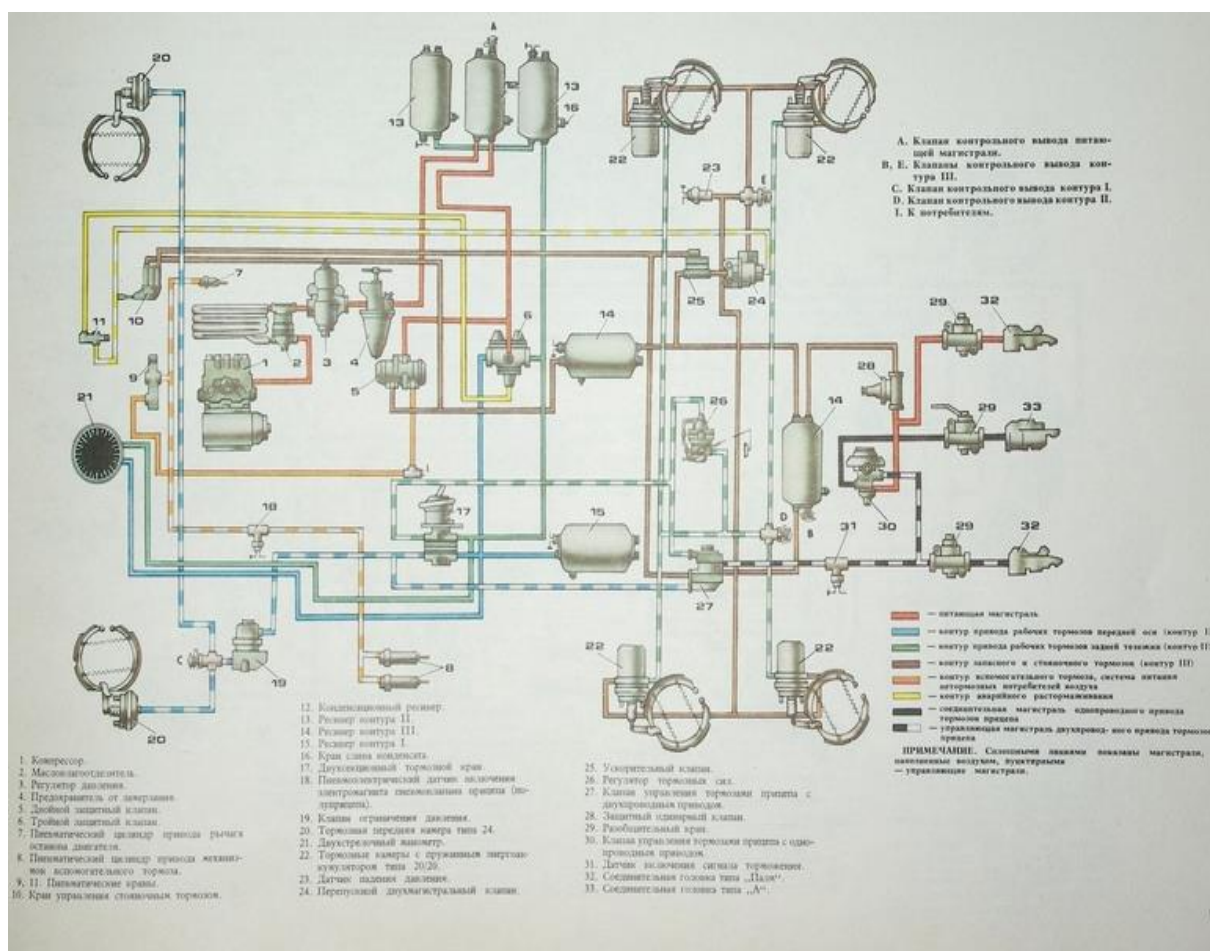


Рис. 21. Схема пневмопривода тормозов автомобиля

В зависимости от массы автомобиля (автопоезда) и числа потребителей сжатого воздуха может применяться компрессор, имеющий подачу

100...400 л/мин (компрессор автомобилей МАЗ имеет подачу 220 л/мин при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹). Мощность, потребляемая компрессором во время зарядки ресиверов, может составить 5...6 % максимальной мощности двигателя.

Регулятор давления. Прибор предназначен для ограничения давления сжатого воздуха в пределах 0,65...0,8 МПа, которое может быть осуществлено различными способами:

отключением привода компрессора;

переводом компрессора на режим холостого хода, выпуском воздуха в атмосферу.

При этом мощность, потребляемая компрессором, резко снижается. При снижении давления сжатого воздуха компрессор включается вновь. Для случаев неисправности регулятора давления в системе предусматривается предохранительный клапан, который может быть встроен в корпус регулятора или размещаться отдельно.

Ресиверы. Изготовленные из листовой стали, сварные ресиверы имеют внутри и снаружи коррозионностойкое покрытие. Для выпуска конденсата каждый ресивер снабжается *краном*. Число ресиверов на автомобиле зависит от принятой системы пневмопривода, числа автономных контуров. Запас сжатого воздуха в ресиверах должен быть достаточным для нескольких торможений после прекращения подачи сжатого воздуха компрессором. При одном торможении падение давления не должно превышать 0,05 МПа.

Объем ресиверов зависит от расхода сжатого воздуха, но, как правило не превышает 40 л. Это связано с «*Правилами эксплуатации сосудов, работающих под давлением*»: при большом объеме ресивера требуется усиленный контроль сварных соединений и систематическая инспекция органами котлонадзора.

Приборы осушения воздуха, влагоотделители и предохранители от замерзания. Сжатый воздух, нагнетаемый компрессором, содержит водяные пары, конденсация которых при низкой температуре окружающего воздуха может стать причиной отказа пневмопривода – в трубопроводах, каналах создаются ледяные пробки, примерзают подвижные детали даже при температуре окружающего воздуха выше 0 °С. Простейшим, но недостаточно эффективным средством осушки воздуха, поступающего к приборам пневмопривода, является установка последовательно двух или трех ресиверов. Поступая в очередной ресивер, сжатый воздух, расширяясь, оставляет часть конденсированных водяных паров, а конденсат удаляется через краны, имеющиеся на каждом ресивере.

В настоящее время на некоторых автомобилях устанавливают достаточно сложные и громоздкие приборы для эффективной осушки воздуха. Эти приборы можно разбить на четыре группы:

1) динамические, в которых сжатый воздух выделяет конденсат при резком изменении направления воздушного потока;

2) термодинамические, в которых сжатый воздух, проходя через специальный радиатор, охлаждается и оставляет в нем конденсат;

3) адсорбционные, в которых применяются поверхностно-активные вещества (силикагель), удерживающие частицы воды;

4) комбинированные, в которых применяются комбинации указанных приборов.

Приборы – предохранители от замерзания, устанавливаемые на некоторых автомобилях, просты по конструкции, но недостаточно эффективны. В них используется жидкость с низкой температурой замерзания (обычно технический спирт). Они могут быть двух типов: испарительные и насосные.

В насосных предохранителях от замерзания жидкость подается в пневмосистему принудительно вручную или автоматически.

Тормозные краны. Эти приборы обеспечивают следящее действие, т.е. пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением сжатого воздуха в исполнительных приборах пневмопривода.

По принципу действия тормозные краны могут быть прямого и обратного действия. Тормозные краны прямого действия применяются для управления тормозной системой тягача или прицепа при двухпроводной тормозной пневмосистеме автопоезда; однако при тормозном кране прямого действия, введя в систему некоторые дополнительные приборы, к тягачу можно присоединять прицепы, имеющие однопроводный пневмопривод (комбинированный привод). Тормозные краны обратного действия применяются для управления тормозной системой прицепа при однопроводном приводе.

По конструкции тормозные краны могут быть поршневыми и мембранными. Поршневые тормозные краны имеют линейную зависимость между давлением сжатого воздуха и перемещением поршня, но из-за трения между поршнем и стенками цилиндра обладают сравнительно малой чувствительностью. Мембранные тормозные краны обладают хорошей чувствительностью, так как трение при перемещении мембраны практически отсутствует. Мембрана хорошо герметизирует разделяемые ею полости, однако строгой зависимости между давлением сжатого воздуха и перемещением не обеспечивает.

Тормозной кран прямого действия имеет схему и конструкцию, показанные на рис. 22.

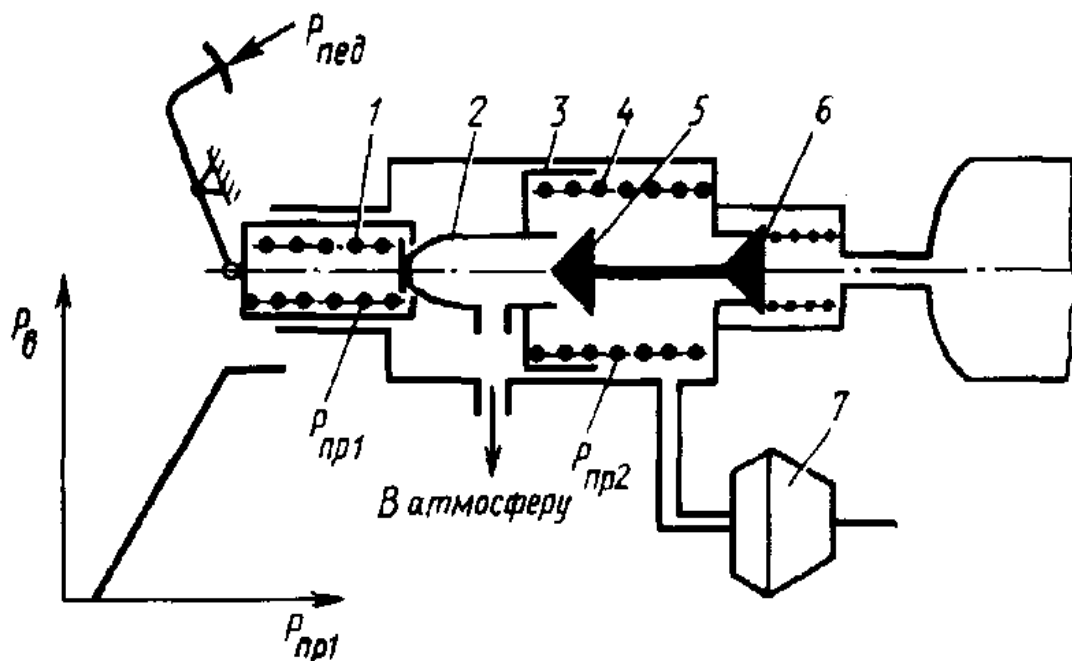


Рис. 22. Тормозной кран прямого действия

В указанном на схеме положении тормозная педаль отпущена, атмосферный клапан 5 связывает тормозную камеру 7 с атмосферой, клапан 6 сжатого воздуха закрыт. При нажатии на тормозную педаль полый шток 2 поршня перемещается вместе с закрепленным на нем поршнем, садится седлом на клапан 5, прерывая связь тормозной камеры с атмосферой; одновременно клапан 6, связанный стержнем с клапаном 5, открывается, сообщая тормозную камеру 7 с ресивером. Давление в тормозной камере пропорционально усилию на тормозной педали. Следящее действие обусловлено равновесием сил, действующих на поршень 3 при постоянном усилии на тормозной педали. При этом оба клапана закрыты. При небольшой утечке через один из клапанов равновесие сохраняется, так как утечка вызывает открытие исправного клапана, восстанавливающего равновесие.

Статическая характеристика тормозного крана, приведенная на рис. 22, построена с учетом трения, поэтому повышение давления начинается при некотором усилии на педали, что отражает зону нечувствительности привода. Горизонтальный участок графика соответствует максимальному давлению сжатого воздуха.

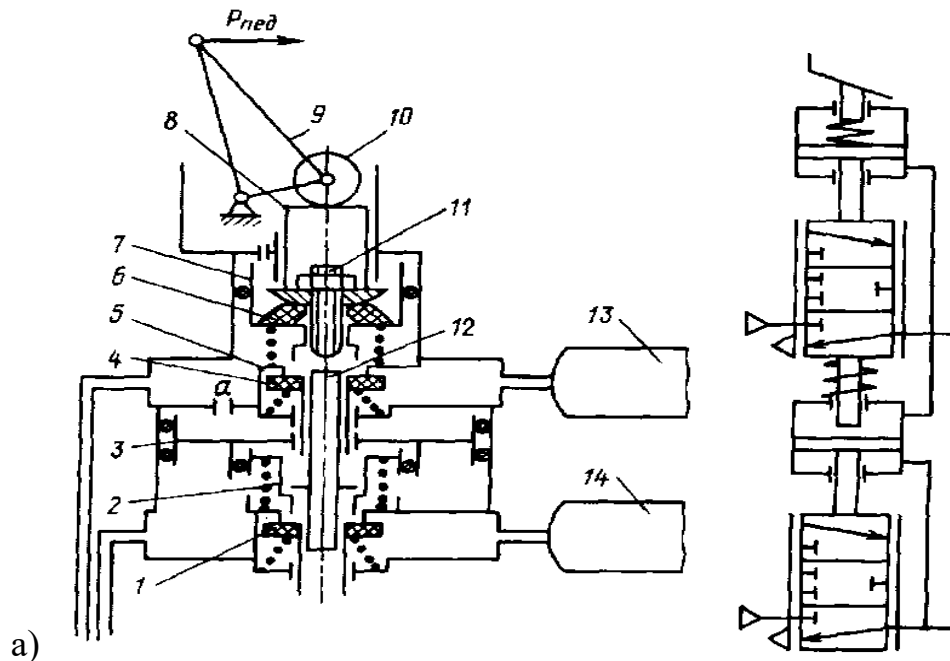
Применение пружины 1, носящей название «пружина хода», обусловлено необходимостью получить заданный ход педали при малом перемещении клапанов 5 и 6 и возможностью некоторого перемещения клапанов при постоянном усилии на педали и при неподвижном ее положении (при отслеживании заданного давления).

В современных автомобилях с тормозным пневмоприводом, где обязательна двухконтурная схема, применяют двухсекционные тормозные краны (КАМАЗ-4320, МАЗ-6422, КАЗ-4540 и др.).

Схема двухсекционного поршневого тормозного крана прямого действия приведена на рис. 23, а.

Верхняя секция управляет тормозными механизмами задней тележки тягача и прицепа, нижняя – тормозными механизмами передней оси тягача и прицепа. Каждая секция питается от автономного ресивера. На схеме система показана в расторможенном состоянии: тормозные камеры сообщены с атмосферой.

При нажатии на тормозную педаль усилие через педальный привод передается на рычаг 9, который роликом 10 перемещает вниз толкатель 8, последний через пружину хода, функции которой выполняет резиновая деталь 6, перемещает следящий поршень 7 верхней секции, который своим выпускным седлом опускает клапан 4 сжатого воздуха.





б)

Рис. 23. Схема двухсекционного тормозного крана (а); автомобиль КАМАЗ-5511, на котором применяется двухсекционный тормозной кран (б)

При открытом клапане 4 сжатый воздух из ресивера 13 поступает в тормозные камеры задней тележки тягача и в полость под поршнем 7.

Давление сжатого воздуха будет расти до тех пор, пока усилия на поршень 7 сверху и снизу не уравновесятся. При этом клапан 4 будет прижат к неподвижному впускному седлу 5 и к выпускному седлу поршня 7.

Давление сжатого воздуха в тормозных камерах станет постоянным, т. е. постоянному давлению на тормозную педаль будет соответствовать постоянное давление сжатого воздуха в тормозных камерах.

Нижняя секция тормозного крана питается от ресивера 14 и отличается от верхней наличием дополнительно ускорительного поршня 3. Одновременно с повышением давления в выводе верхней секции это давление через канал, а в корпусе крана передается на поршень 3. Поршень 3, имеющий большую площадь, уже при малом давлении перемещает поршень 2 нижней секции, ускоряя этим повышение давления воздуха в нижней секции. В остальном работа нижней секции не отличается от работы верхней.

При повреждении контура привода тормозных механизмов задних колес усилие от тормозной педали через толкатель 8, болт 11 и шток 12 передается на следящий поршень 2, который своим седлом открывает клапан 1 сжатого воздуха. При повреждении контура тормозных механизмов передних колес верхняя секция работает, как описывалось выше.

Тормозной кран обратного действия применяется при однопроводном приводе прицепа (рис. 24).

На схеме показано положение при отпущенной педали тормоза, когда уравнивающая пружина 1 заставляет поршень 2 со штоком 3 сместиться вправо, прерывая связь пневмораспределителя с атмосферой и открывая клапан 5 сжатого воздуха.

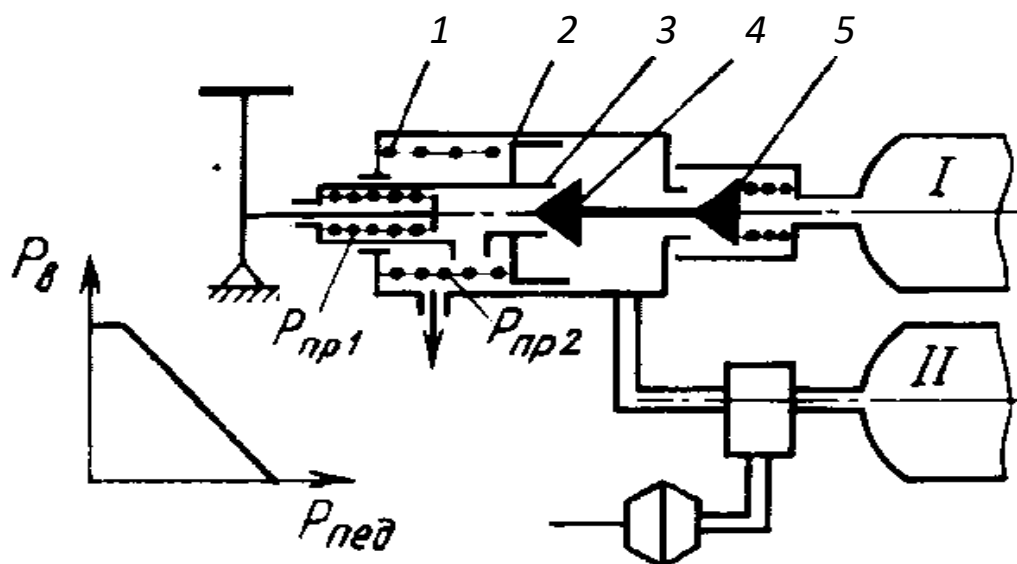


Рис. 24. Схема и статическая характеристика тормозного крана обратного действия

При этом ресивер II прицепа заряжается от ресивера I тягача через пневмораспределитель прицепа. Зарядка происходит до тех пор, пока не будет выполнено условие $P_{пр2} > P_v \cdot F_{п.}$

При нажатии на тормозную педаль поршень 2 перемещается влево, сжимая уравнивающую пружину 1; клапан 5 сжатого воздуха садится на седло — зарядка ресивера прицепа прекращается, а клапан 4 открывается, сообщая правую полость цилиндра тормозного крана с атмосферой.

Падение давления в линии пневмопривода прицепа вызывает срабатывание пневмораспределителя, в результате чего сжатый воздух из ресивера прицепа поступает в тормозные камеры прицепа. Из статической характеристики (см. рис. 24), с увеличением усилия на педали давление в правой полости цилиндра падает. Горизонтальный участок статической характеристики отражает зону нечувствительности тормозного крана.

Тормозные камеры. Размещаемые у колес, тормозные камеры могут быть мембранными и поршневыми. На грузовых автомобилях большой грузоподъемности тормозные камеры часто совмещаются с пружинным энергоаккумулятором. Мембранная тормозная камера отличается отсутствием трущихся элементов, что увеличивает ее чувствительность; кроме того, ей присущи хорошая герметичность и отсутствие необходимости смазки. Недостатком мембранной тормозной камеры

является нелинейность зависимости между усилием $P_{шт}$ на штоке и его ходом $S_{шт}$ (рис. 25, б). Это связано с изменением эффективной площади мембраны, которая с увеличением хода штока уменьшается. Другим недостатком является возможность внезапного выхода из строя тормозной системы при прорыве мембраны.

Тормозная камера, совмещенная с пружинным энергоаккумулятором (рис. 25, а), применяется для привода рабочей и стояночной тормозных систем. Вывод А сообщает цилиндр пружинного энергоаккумулятора с ресивером стояночного тормозного привода; второй вывод, (на чертеже не показан) сообщает мембранную тормозную камеру с ресивером автомобиля через тормозной кран. В положении, показанном на рис. 25, а, сжатый воздух из ресивера стояночной тормозной системы подводится в цилиндр энергоаккумулятора, поршень отжат в крайнее левое положение, пружина сжата; правая полость мембранной камеры постоянно сообщена с атмосферой, левая полость сообщена с атмосферой через тормозной кран.

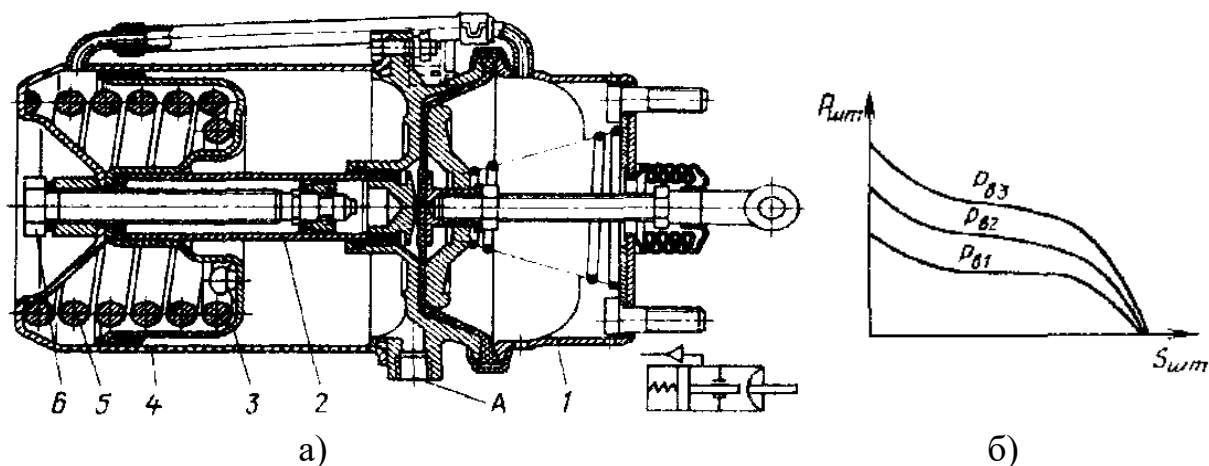


Рис. 25. Тормозная камера автомобиля КАМАЗ: а – мембранная с энергоаккумулятором автомобиля КАМАЗ; б – статическая характеристика мембранной камеры; 1 – мембранная камера; 2 – трубчатый толкатель; 3 – поршень гидроцилиндра; 4 – цилиндр аккумулятора; 5 – пружина; 6 – болт для сжатия пружины;

7 – стержень; 8 – кулачок; 9 – шарик; 10 – толкатель

При отсутствии сжатого воздуха тормозные механизмы находятся в заторможенном состоянии.

Трогаться с места можно только после того, как в ресиверах поднимется давление до уровня, необходимого для сжатия пружины энергоаккумулятора. Если автомобиль заторможен пружиной энергоаккумулятора автоматически при выходе из строя пневматического привода, то для возможности буксирования этого автомобиля необходимо сжать пружину энергоаккумулятора, вращая болт, который перемещает толкатель, связанный с поршнем. Пружина сжата усилием 10 кН, поэтому

разборка энергоаккумулятора без специальных приспособлений представляет большую опасность.

Для сжатия пружины в конструкции, показанной на рис. 25, а, требуется некоторая затрата физических усилий и времени.

Регуляторы тормозных сил устанавливаются в автомобилях с тормозным как гидро-, так и пневмоприводом. Основное назначение регуляторов – ограничение тормозных сил на задних колесах для предотвращения их юза и возможного заноса. Иногда, с целью сохранения управляемости на дорогах с низким коэффициентом сцепления, регулятор тормозных сил дополнительно устанавливают в приводе к тормозным механизмам передних колес.

Оптимальное распределение тормозных сил $P_{\text{тор.1}}$ и $P_{\text{тор.2}}$ между передними и задними колесами, обеспечивающее минимальный тормозной путь (т.е. максимальную эффективность торможения), получается при максимально возможных по условиям сцепления тормозных силах на колесах и может быть определено по формуле

$$P_{\text{тор.1max}} / P_{\text{тор.2max}} = R_{z1.\text{max}} / R_{z2.\text{max}} = G(b + \phi_x h_g) / G(a - \phi_x h_g),$$

где R_{z1} , и R_{z2} – сумма нормальных реакций соответственно на передних и задних колесах; a и b – расстояние от центра масс соответственно от передней и задней осей; ϕ_x – коэффициент сцепления; h_g – высота центра масс.

Приведенное отношение зависит от коэффициента сцепления и от полезной нагрузки, так как при изменении нагрузки меняется также положение центра масс. Построим график зависимости тормозных сил и давления p_2 в тормозном приводе задних колес от тормозных сил $P_{\text{тор.2}}$ и давления p_1 в приводе передних колес для груженого (кривая II) и негруженого (кривая I) автомобиля (рис. 26). Здесь принято, что тормозные силы на передних и задних колесах одинаковы при одинаковых давлениях в приводе.

Кривые параболического вида отражают оптимальное распределение тормозных сил, обеспечивающее минимальный тормозной путь.

Штриховая прямая показывает связь между давлениями в приводах передних и задних колес при отсутствии регулятора тормозных сил. Поскольку давления в них одинаковы, то прямая имеет угол наклона 45° , если масштаб координатных осей одинаков, как это принято в данном случае.

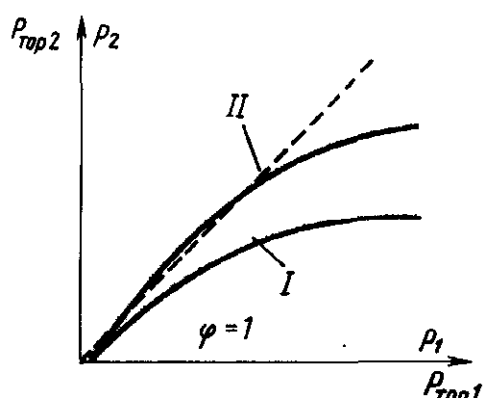


Рис. 26. График, иллюстрирующий оптимальное распределение тормозных сил: *I* – без груза, *II* – с грузом

Из графика видно, что в значительном диапазоне имеет место перетормаживание ($P_{\text{тор}} > R_z \phi$) задних колес, особенно для не гружёного автомобиля, что может привести к заносу. Отсюда возникает необходимость регулирования тормозных сил.

Существующие регуляторы тормозных сил можно разделить на две группы: статические и динамические.

Статические регуляторы ограничивают давление в той ветви тормозного привода, где установлен регулятор, только в зависимости от командного давления, т. е. от давления, создаваемого нажатием на тормозную педаль.

Динамические регуляторы ограничивают давление в тормозном приводе в зависимости как от командного давления, так и от изменения нагрузки на задние колеса.

Статические регуляторы. Статические регуляторы могут быть с клапаном-ограничителем давления (отсечным клапаном) и с пропорциональным клапаном. Схема регулятора с отсечным клапаном приведена на рис. 27. Здесь же приведен график зависимости давления P_2 в тормозном приводе задних колес от командного давления P_1 (в приводе передних колес). Этот график называется статической характеристикой регулятора (регуляторная характеристика) тормозных сил.

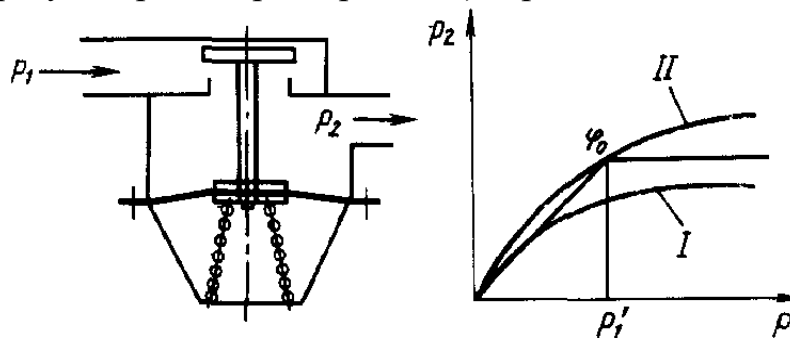


Рис. 27. Схема и статическая характеристика регулятора тормозных сил с отсечным клапаном: *I* – без груза, *II* – с грузом

Пока отсечной клапан открыт, $P_1 = P_2$. При некотором командном давлении (на графике P_1') отсечной клапан закрывается и давление P_2 в тормозном приводе задних колес остается постоянным. Как видно из графика, такой регулятор обеспечивает опережающее блокирование передних колес при полной нагрузке автомобиля и недотормаживание задних колес во всем диапазоне значений командного давления. Однако у недогруженного автомобиля почти во всем диапазоне будет наблюдаться перетормаживание задних колес.

Регулятор с клапаном-ограничителем устанавливается в тормозном приводе передних колес некоторых автомобилей (КамАЗ) для сохранения управляемости на дорогах с малым коэффициентом сцепления.

Регулятор не должен допускать блокирования передних колес при служебном торможении. Схема и регуляторная характеристика клапана-ограничителя, устанавливаемого на автомобиле КамАЗ, показаны на рис. 28.

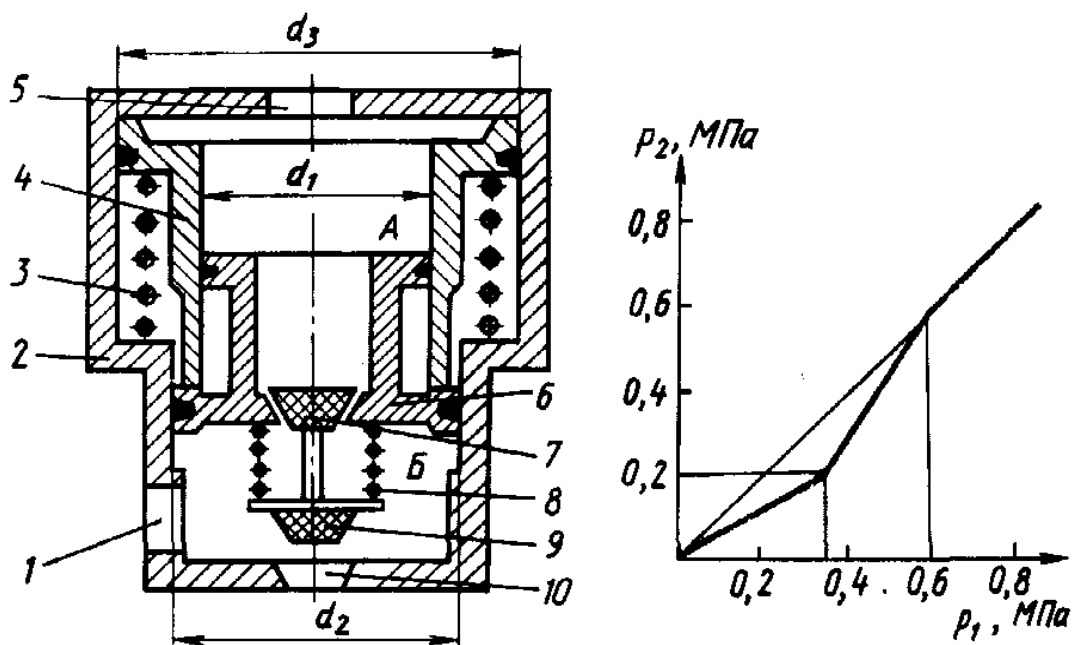


Рис. 28. Схема и статическая характеристика клапана-ограничителя давления

В этой конструкции клапан-ограничитель объединен в одном корпусе 2 с клапаном быстрого растормаживания.

На схеме автомобиль расторможен. Большой поршень 4 под действием пружины находится в верхнем положении, двойной клапан поднят, а клапан сжатого воздуха 7 пружиной 8 прижат к седлу.

Атмосферный клапан 9 сообщает тормозные камеры передних колес, присоединенных трубопроводом к выводу 1, с атмосферой через вывод 10. При торможении к выводу 5 от тормозного крана поступает сжатый воздух, который перемещает ступенчатый поршень 6 вниз.

Вместе со ступенчатым поршнем вниз перемещается двойной клапан; атмосферный клапан 9 закрывает вывод 10, прерывая связь с атмосферой, а клапан 7 открывается, сообщая полость Б с полостью А. При этом сжатый воздух через вывод 1 поступает к тормозным камерам передних колес. Сжатый воздух будет поступать к тормозным камерам до тех пор, пока давление снизу на ступенчатый поршень 6 не создаст усилия, равного усилию на ступенчатый поршень сверху.

В равновесном состоянии оба клапана будут закрыты. Равновесное состояние зависит от соотношения площадей ступенчатого поршня:

$$P_1 \pi d_1^2 / 4 = P_2 \pi d_2^2 / 4; P_2 = P_1 d_1^2 / d_2^2.$$

В данном клапане-ограничителе давления отношение площадей $(\pi d_1^2 / 4) / (\pi d_2^2 / 4) = 1,75$.

Это отношение позволяет сохранить равновесие до командного давления $P_1 = 0,35$ МПа, после чего рост командного давления, преодолевая усилие пружины 3, заставляет большой поршень перемещаться вниз, создавая дополнительное усилие на ступенчатый поршень 6, вследствие чего равновесие наступает при больших значениях командного давления и давления в полости Б:

$$P_1 \pi d_3^2 / 4 - P_{np} = P_2 \pi d_2^2 / 4; P_2 = P_1 d_3^2 / d_2^2 - 4P_{np} / \pi d_2^2,$$

где P_{np} – усилие пружины 3.

При командном давлении $P_1 = 0,6$ МПа ступенчатый поршень останавливается, упираясь в выступ корпуса 2, клапан 7 сжатого воздуха остается постоянно открытым, давление в полостях А и Б одинаковое.

При растормаживании давление в полости А снижается и поршни перемещаются вверх под действием давления в полости Б. При этом двойной клапан перемещается вверх, выпуская сжатый воздух в атмосферу из тормозных камер передних колёс. Таким образом, клапан 9 выполняет функцию ускорительного клапана, так как значительно сокращает путь сжатого воздуха из тормозных камер в атмосферу.

Динамический регулятор с пропорциональным клапаном (рис. 29) широко применяется на легковых автомобилях с тормозным гидроприводом. Этот регулятор отличается от статического регулятора с пропорциональным клапаном наличием упругой связи между дифференциальным поршнем и задним мостом автомобиля.

На схеме эта связь представлена в виде пружины, воздействующей на дифференциальный поршень с усилием P_p . Корпус регулятора закреплен на кузове так же, как при любом другом типе регулятора. До командных давлений P'_1 и P''_1 , соответствующих ϕ'' для груженого автомобиля и для ϕ' не груженого, давление в выходном канале равно командному, так как поршень находится в верхнем положении. При дальнейшем росте командного давления, давление в тормозном приводе задних колёс будет зависеть не только от командного давления, но и от изменения нагрузки на задний мост.

Нагрузка на задний мост зависит как от массы груза в кузове, так и от замедления автомобиля при торможении.

При изменении нагрузки изменяется деформация рессор и деформация пружины (P_p), усилие которой передается на дифференциальный поршень.

Равновесие сил, действующих на дифференциальный поршень,

$$P_2 \pi d_2^2 / 4 - P_1 (\pi d_2^2 / 4 - \pi d_1^2 / 4) - P_{np} - P_p = 0.$$

Отсюда можно получить зависимость давления в тормозном приводе задних колес от командного давления и нагрузки на задние колеса:

$$P_2 = P_1(\pi d_2^2 / 4 - \pi d_1^2 / 4) / (\pi d_2^2 / 4) + P_{пр}/(\pi d_2^2 / 4) + P_p/(\pi d_2^2 / 4).$$

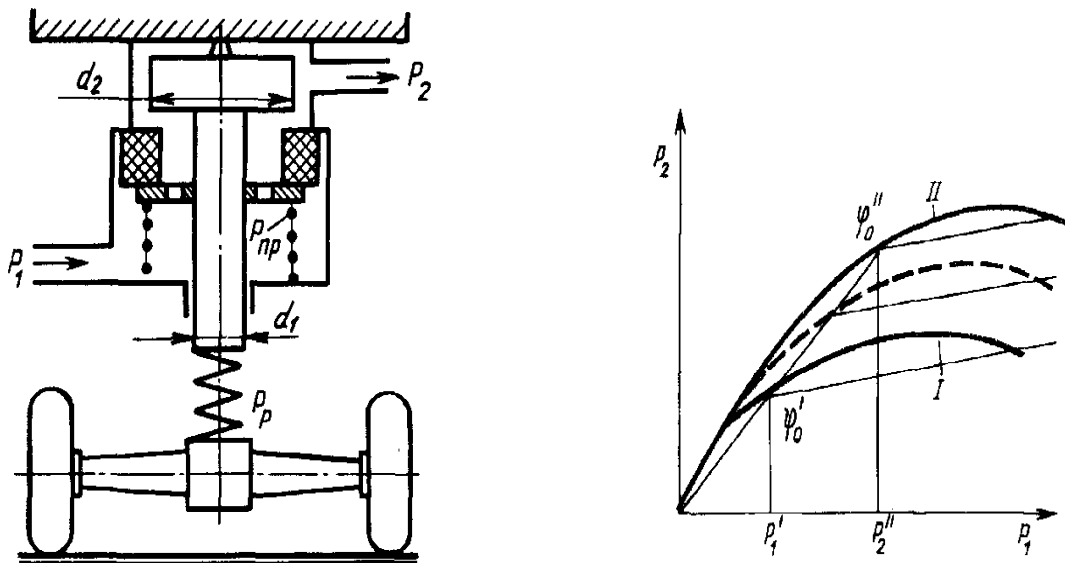


Рис. 29. Схема и характеристика динамического регулятора с пропорциональным клапаном: 1 – без груза; 2 – с грузом

Чем меньше нагрузка на задний мост, тем раньше включается регулятор. Наклон регуляторных прямых определяется отношением площадей дифференциального поршня и не зависит от нагрузки на задний мост, а расположение прямых зависит от этой нагрузки: чем больше нагрузка, тем выше располагается регуляторная прямая.

Динамический регулятор тормозных сил с пропорциональным клапаном хорошо выполняет свою функцию при установке его на легковом автомобиле, где разница масс в нагруженном состоянии и без нагрузки не столь велика, как у грузового автомобиля. У грузового автомобиля эта разница значительна, и применение описанного регулятора может привести к перетормаживанию задних колес автомобиля при его торможении без груза в кузове. Для грузового автомобиля требуется регулятор тормозных сил, обеспечивающий регулирование во всем диапазоне нагрузок.

3.5. Комбинированные тормозные приводы

Применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, а также на автопоездах. К ним относятся приводы пневмогидравлические, электропневматические и др. На длинно базовых грузовых автомобилях и многозвенных автопоездах (с несколькими

прицепами) применяется электропневматический тормозной привод, имеющий электрическую часть и пневматическое оборудование.

Электрическая часть привода является управляющей, а пневматическое оборудование – исполняющим. Пневматическое оборудование привода не отличается от обычного.

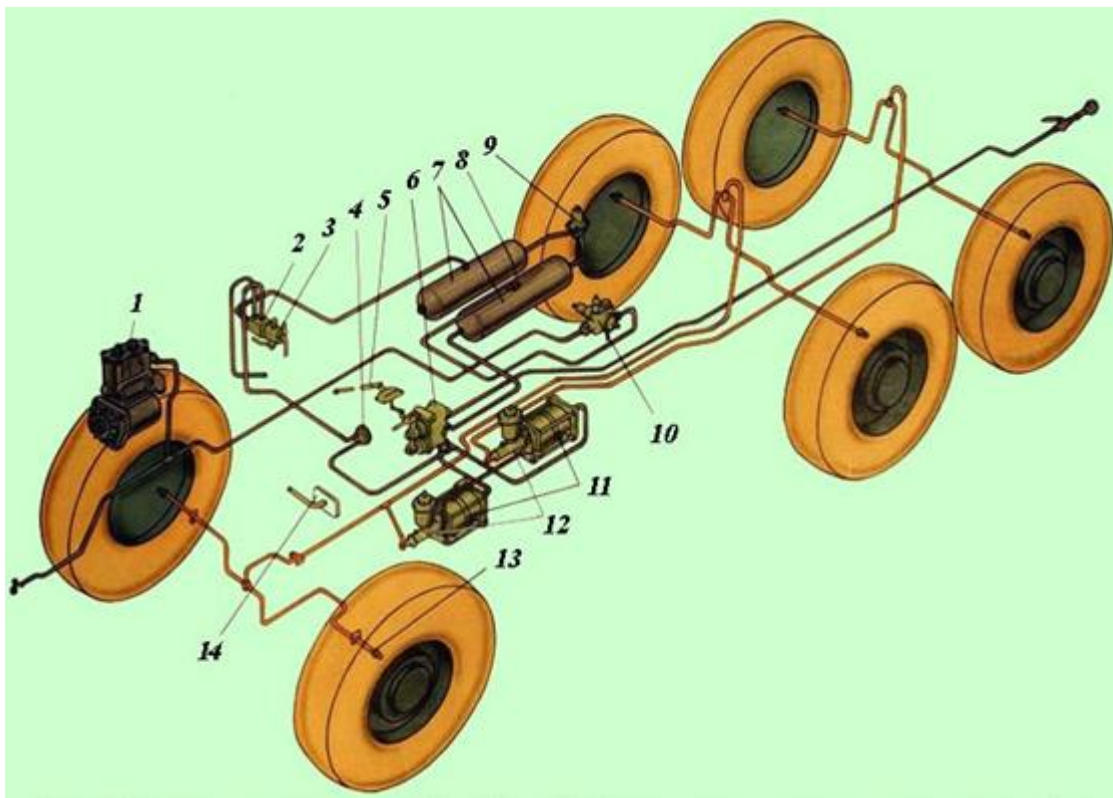
В электрическую часть привода входят контактор, электропневматический крану каждого прицепа, источник электропитания и электропроводная связь со штепсельным разъемом. При торможении при нажатии на тормозную педаль электропневматические краны выпускают наружу сжатый воздух из соединительной магистрали.

В этом случае воздухораспределитель сообщает воздушный баллон прицепа с тормозными камерами, что приводит к торможению прицепа. Электропневматический привод обеспечивает одновременное и быстрое срабатывание тормозных механизмов. Однако привод требует хорошей защиты от механических воздействий и загрязнения.

Привод грузового автомобиля с прицепом состоит из двух основных частей – пневматической и гидравлической. В пневматическую часть привода входят тормозной кран и два пневмоусилителя, которые соединены трубопроводом с нижней секцией крана. Верхняя секция тормозного крана через трубопровод связана с пневмооборудованием прицепа. Гидравлическая часть привода выполнена двухконтурной.

Главный тормозной цилиндр соединен с пневмоусилителем и приводит в действие тормозные механизмы колёс переднего и среднего мостов автомобиля. Главный тормозной цилиндр связан с пневмоусилителем и приводит в работу тормозные механизмы колёс заднего моста автомобиля. При торможении при нажатии на тормозную педаль сжатый воздух из тормозного крана через трубопровод поступает в пневмоусилители, которые приводят в действие тормозные цилиндры гидравлических контуров привода. Жидкость, вытесненная из главных тормозных цилиндров, приводит в работу тормозные механизмы колес автомобиля.

При этом давление жидкости в колесных тормозных цилиндрах пропорционально давлению воздуха в пневмоусилителях. Гидравлическая часть привода обеспечивает одновременное торможение всех колес автомобиля. Пневматическая часть привода облегчает управление и позволяет тормозить буксируемый прицеп.



а)



б)

Рис. 30. а – тормозная система автомобиля УРАЛ-4320 с пневмогидравлическим приводом: 1 – компрессор; 2 – крестовина; 3 – кран отбора воздуха; 4 – манометр; 5 – рычаг стояночной тормозной системы; 6 – тормозной кран; 7 – ресиверы; 8 – датчик падения давления; 9 – межресиверный редуктор; 10 – регулятор давления; 11 – пневматические цилиндры пневмогидроаппаратов; 12 – гидравлические цилиндры пневмогидроаппаратов; 13 – подвод жидкости к колесному цилиндру; 14 – педаль рабочей тормозной системы; б – автомобиль УРАЛ-4320

4. СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНОМУ УПРАВЛЕНИЮ

Основные требования к современному тормозному управлению автомобилей можно сформулировать следующим образом:

тормозное управление должно в любой момент времени обеспечить максимально возможную в данных условиях эффективность торможения, т. е. остановить автомобиль с минимальным тормозным путем;

тормозное управление должно работать таким образом, чтобы при торможении оно не являлось причиной потери автотранспортным средством устойчивости движения;

тормозное управление должно иметь повышенную надежность; даже при отказе какого-либо его элемента должно обеспечиваться торможение автотранспортного средства с достаточной эффективностью. Конструктивное обеспечение надежности тормозов строится на допущении того, что в тормозном управлении одновременно не может произойти более одного отказа.

Современные требования к тормозному механизму

Общие требования к тормозному управлению

Автотранспортные средства в обязательном порядке должны иметь тормозное управление, состоящее, как минимум, из рабочей, запасной и стояночной тормозных систем. Исключение допускается лишь для прицепов и полуприцепов в отношении запасной тормозной системы. Кроме того, легкие прицепы могут вообще не иметь тормозов. Однако, если такой прицеп работает с легковым автомобилем или же с таким тягачом, у которого полная масса меньше удвоенной полной массы прицепа, то у него должна быть рабочая тормозная система.

Вспомогательная тормозная система обязательна для тяжелых автомобилей и автобусов. Зарубежная практика подсказывает, что эти устройства целесообразно применять и на тяжелых прицепных автотранспортных средствах.

Сложность и дороговизна полностью автономных тормозных систем заставила допустить применение в них общих элементов. Чаще всего это тормозные механизмы и источники энергии. Однако в любом случае на автотранспортном средстве должно быть не менее двух независимых органов управления разных тормозных систем.

На легких автотранспортных средствах обычно запасная тормозная система выполняется в виде контуров рабочей системы и, естественно, имеет общие с ней элементы, включая орган управления.

Стояночный же тормоз имеет свой собственный орган управления, привод, а иногда и свой тормозной механизм (так называемый «центральный» или «трансмиссионный» тормоз).

У современных тяжелых автомобилей, наоборот, объединяются запасная и стояночная тормозные системы. Они имеют общий орган управления в виде ручного крана.

Тормозные механизмы всех тормозных систем, кроме вспомогательной, должны быть фрикционными и иметь роторные части, постоянно и жестко связанные с колесами автотранспортного средства при помощи деталей, поломки которых в процессе нормальной эксплуатации были бы исключены.

Большое влияние на устойчивость автомобиля оказывает равномерность действия тормозных механизмов одной оси (бортовая равномерность). Устанавливается, что после соответствующей приработки *отклонение величин правых и левых тормозных сил не должно быть более 15%*. Сравнение при этом производится с наибольшей из двух бортовых сил.

Элементы тормозного управления следует конструировать, изготавливать и монтировать таким образом, чтобы они выполняли свои функции вне зависимости от износа, старения, коррозии и вибрации, возникающих в тех условиях эксплуатации, для которых этот автомобиль предназначен. Попадание пыли и грязи в элементы тормозного привода должно быть минимальным и не влиять на их работоспособность. Эти элементы должны быть надежно защищены от недопустимого нагрева. Магистраль привода, кроме того, должны быть проложены так, чтобы остаться целыми даже при поломке трансмиссии и рулевого управления.

Весьма важным является введение в отечественный стандарт понятия «элемента гарантированной прочности». Это понятие охватывает такие элементы тормозного управления, которые сконструированы, изготовлены, установлены на автомобиль и, конечно же, эксплуатируются таким образом, что исключается их выход из строя в результате поломок на протяжении всего срока службы автотранспортного средства. Легко заметить, что это требование не относится к отказам в результате естественных износов.

Любая поломка элементов гарантированной прочности является чрезвычайным происшествием и должна иметь следствием не замену или ремонт этого элемента, а изменение конструкции или технологии изготовления, если в этом заключена причина отказа. К элементам гарантированной прочности стандарт относит тормозную педаль и ее крепление, тормозной кран, главный тормозной цилиндр, а также элементы привода этих аппаратов от педали, воздухораспределитель, колесные исполнительные органы привода, регулировочные рычаги, разжимные кулаки и другие аналогичные элементы.

5. КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЙ

Критериями оценки эффективности выбираются разные параметры. Количественной характеристикой регулирования скорости рабочей и запасной тормозными системами является быстрота уменьшения скорости, т. е. замедление автотранспортного средства. Как и всякий реальный физический процесс, торможение автомобиля имеет продолжительность во времени, которую можно назвать временем торможения. За время торможения замедление изменяет определенным образом свою величину. Следовательно, наиболее полно тормозной процесс будет характеризоваться не каким-либо отдельным значением замедления, а зависимостью последнего от времени.

Графическое изображение этой зависимости называется тормозной диаграммой, упрощенная форма которой показана на рис. 31.

Из рисунка видно, что экстренное торможение отчетливо разделяется на три фазы: *I* – запаздывание тормозной системы; *II* – нарастание замедления; *III* – установившееся торможение.

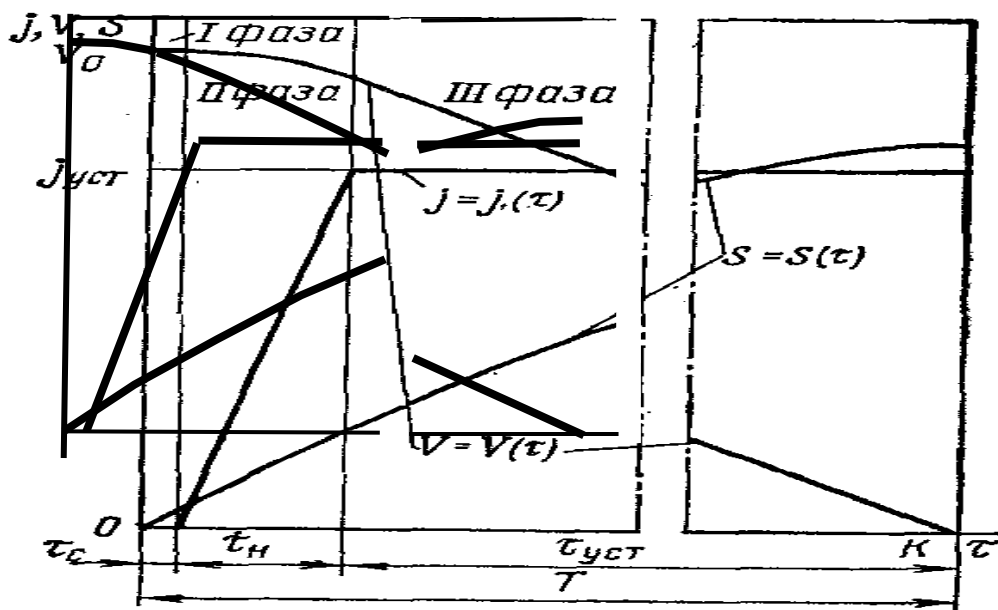


Рис. 31. Схема тормозной диаграммы экстренного торможения

Тормозная диаграмма дает возможность установить следующие характерные факторы и точки:

начало торможения (точка *0*) – момент времени, в который тормозная система получает сигнал о необходимости осуществить торможение (водитель начинает воздействовать на орган управления);

конец торможения (точка *К*) – момент времени, в который перестает действовать искусственное сопротивление движению или происходит остановка автотранспортного средства;

время торможения T – период времени от начала до конца торможения;

время запаздывания τ_c – период времени от начала торможения до момента появления замедления;

время нарастания замедления τ_n – период времени от момента появления замедления, до момента, когда замедление устанавливается на определенном уровне;

время установившегося торможения $\tau_{уст}$ – период времени, в который замедление постоянно. Практически даже в этой фазе замедление не бывает постоянным, однако при экстренных торможениях всегда есть возможность аппроксимировать его прямою, параллельной оси абсцисс или образующей с ней малый угол, что позволяет считать замедление установившимся;

установившееся замедление $j_{уст}$ – средняя величина замедления за время $\tau_{уст}$.

Вместе с начальной V_0 и конечной V_k скоростями торможения и тормозным путем S_T (расстоянием, которое автомобиль проходит с начала до конца торможения) эти факторы образуют систему оценки эффективности торможения.

Тормозной путь принимается основным, а иногда и единственным критерием тормозной эффективности более чем в половине основных регламентов мировой автомобильной промышленности. Примерно в 40% фигурирует установившееся замедление, отражающее первопричину торможения автомобиля–тормозную силу.

Время торможения, как наименее наглядный параметр, применяется значительно реже.

При возникновении аварийной ситуации водитель, приняв в результате оценки обстановки решение тормозить, переносит ногу с педали управления подачей топлива на тормозную педаль.

Время $\tau_{рв}$ (на диаграмме не наносится) от момента, когда замечена опасность, до начала торможения называют временем реакции водителя. В зависимости от индивидуальных качеств, квалификации водителя, степени его утомленности, дорожной обстановки и т. п. $\tau_{рв}$ может изменяться в пределах 0,2...1,5 с.

При расчетах принимают среднее значение $\tau_{рв} = 0,8$ с.

После начала торможения время τ_c , называемое временем запаздывания, затрачивается на перемещение элементов тормозного привода на величину зазоров, имеющих между ними в нерабочем положении, нарастание давления жидкости или воздуха в трубопроводах и рабочих аппаратах гидравлического или пневматического привода до значения, необходимого для преодоления усилий возвратных пружин

колодок и перемещения колодок до соприкосновения их фрикционных накладок с тормозными дисками или барабанами.

Время τ_c зависит от типа тормозного привода и тормозных механизмов, а также от технического состояния тормозной системы.

У технически исправной тормозной системы с гидроприводом и дисковыми тормозными механизмами $\tau_c = 0,05...0,07$ с, с барабанными тормозными механизмами $\tau_c = 0,15...0,20$ с, системы с пневмоприводом $\tau_c = 0,2...0,4$ с. Время τ_c возрастает при увеличении зазоров в тормозных механизмах, попадании воздуха в гидропривод, падении давления в ресивере пневмопривода и др.

С момента соприкосновения фрикционных элементов тормозных механизмов продольные реакции на колёсах R_x , а в результате этого и замедление, увеличиваются от нуля до значения, соответствующего установившемуся значению сил, приводящих в действие тормозные механизмы. Время τ_n , затрачиваемое на этот процесс, называют *временем нарастания замедления* $j_{z.n.}$. В зависимости от типа автомобиля, состояния дороги, дорожной ситуации, квалификации и состояния водителя, состояния тормозной системы τ_n , может изменяться в пределах $0,05...2$ с. Оно возрастает с увеличением G_a и φ_x (поскольку увеличиваются разжимные силы в тормозных механизмах, необходимые для создания $R_{x,max}$).

При наличии неисправностей тормозной системы (наличие воздуха в гидроприводе, низкое давление воздуха в ресивере пневмопривода, попадание масла и воды на рабочие поверхности фрикционных элементов и др.) значения τ_n , существенно увеличиваются.

В расчетах можно принимать следующие значения: $\tau_n = 0,05...0,2$ с – для легковых автомобилей; $0,05...0,4$ с – для грузовых автомобилей с гидроприводом; $0,15...1,5$ с – для грузовых автомобилей с пневмоприводом; $0,2...1,3$ с – для автобусов.

Время срабатывания тормозного привода $\tau_{cp} = \tau_c + \tau_n$.

После достижения максимального усилия воздействия на тормозную педаль считают, что R_x , а, следовательно, и $j_{z.n.}$, остаются неизменными, однако практически это не совсем так. Во-первых, водитель несколько изменяет усилие воздействия на педаль, а моменты $M_{тор.}$ изменяются за счет изменения коэффициента трения фрикционных пар. Во-вторых, изменяется и коэффициент φ_x , в результате изменения скорости V , скольжения S и температуры шины.

Переменное значение j_z на участке $\tau_{уст}$ условно заменяют средним и считают установившимся, взяв за начало отсчета ($t = 0$) момент прекращения увеличения усилия на педали.

Поэтому $\tau_{уст}$ называют временем установившегося замедления.

Время τ_p от начала отпускания тормозной педали до возникновения зазоров между фрикционными элементами называют временем растормаживания.

При полном торможении в начале растормаживания $j_z = 0$, при частичном торможении j_z за время τ_p снижается от $j_{уст}$ до нуля.

Найдем замедление на каждом из участков.

Считают, что за время τ_c замедление $j_z = 0$. В действительности за это время в результате действия сопротивления воздуха, сопротивления качению и потерь в трансмиссии скорость V_0 будет уменьшаться, т. е. $j_z \neq 0$.

Однако при этом j_z мало' (3...7 % $j_{уст}$), поэтому для упрощения расчетов им можно пренебрегать.

За время τ_n закон изменения j_z может быть различным в зависимости от действия водителя и конструктивных особенностей тормозной системы. Принято считать его нарастание пропорциональным времени. Тогда текущее значение j_z в момент времени t_n от начала нарастания равно

$$j_z = j_{уст} \cdot t_n / \tau_n.$$

На участке $\tau_{уст}$

$$j_{уст} = (\phi_x \cos \alpha + \sin \alpha) g \approx (\phi_x + i) g;$$

на горизонтальной дороге $j_{уст} = \phi_x \cdot g$,

таким образом видно, что $j_{уст}$ при принятых допущениях не зависит ни от кинетической энергии вращающихся деталей двигателя, трансмиссии и колес, ни от сопротивления качению.

Обозначив пути, проходимые автомобилем за время τ_c , τ_n и $\tau_{уст}$, соответственно S_{τ_c} , S_{τ_n} и $S_{\tau_{уст}}$, можно записать

$$S_T = S_{\tau_c} + S_{\tau_n} + S_{\tau_{уст}}.$$

За время запаздывания

$$S_{\tau_c} = V_0 \cdot \tau_c$$

Для нахождения оставшихся слагаемых дважды проинтегрируем соответствующие выражения замедлений и после преобразований получим следующие выражения

$$S_m = V_0 + (\tau_c + 0,5\tau_n) + 0,5(v_0^2 - v_{уст}^2) / j_{уст} - j_{уст} \tau_n^2 / 24;$$

для случая торможения до полной остановки ($V_{кон} = 0$) на горизонтальной дороге получим

$$S_m = V_0 + (\tau_c + 0,5\tau_n) + 0,5v_0^2 / (\phi_x g).$$

Путь S_0 , проходимый автомобилем от момента, когда водителем была замечена опасность, до $V_{кон} = 0$, называют остановочным.

Остановочный путь равен сумме тормозного пути и пути, проходимого за время реакции водителя $\tau_{рв}$

$$S_0 = V_0(\tau_c + 0,5\tau_n + \tau_{рв}) + 0,5v_0^2 / (\phi_x g).$$

Допущения, принятые для вывода формул, исключают учет влияния на $J_{уст}$ конструктивных параметров рабочей тормозной системы и автомобиля в целом. Между тем это влияние существенно.

6. СЦЕПЛЕНИЕ КОЛЕСА С ДОРОГОЙ

Просуммировав элементарные касательные реакции, мы получим продольную реакцию R_x , которая тормозит автомобиль и боковую реакцию R_y , которая препятствует смещению колес с заданной траектории движения. Можно констатировать, что такие важнейшие свойства автомобиля, как *тормозная эффективность и устойчивость движения практически целиком зависят от трения в контакте колес с дорогой*.

В большинстве случаев трение в контакте колеса с дорогой является внешним, т. е. составляющее самую суть трения постоянное возникновение и разрушение фрикционных связей контртел происходит в тонких поверхностных слоях. Но иногда, особенно при экстренных торможениях на сухих гладких покрытиях, когда за счет трения в контакте поглощается огромная энергия, а, следовательно, повышается температура контакта, протекторная резина начинает прихватываться к покрытию дороги, и внешнее трение сменяется внутренним трением между слоями резины.

Силы молекулярного сцепления между частицами резины оказываются меньше сил в контакте, и на дороге остаются черные юзовые следы.

Выше было показано, что у движущегося эластичного колеса в контакте всегда есть элементы, скользящие по дороге, которых тем больше, чем выше удельная нагруженность контакта.

При значительных тангенциальных силах по дороге скользят все элементы контакта.

Таким образом, взаимодействие между колесом и дорогой состоит из трения покоя одних и трения скольжения других элементов, причем соотношение этих составляющих может изменяться в широких пределах.

Все это дало специалистам право, по-прежнему оперируя понятием «трение» применительно к элементам контакта, при рассмотрении всего контакта ввести понятие «сцепление колеса с дорогой».

Это понятие можно определить, как *свойство нагруженного нормальной силой колеса передавать на дорогу касательную нагрузку*. Количественно это свойство оценивается коэффициентом сцепления φ – одной из важнейших характеристик в теории автомобиля.

Коэффициентом сцепления называется отношение результирующей реакции дороги $R_{сум} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ к соответствующему значению нормальной реакции R_z .

Иногда рассматривают отдельно коэффициент продольного сцепления $\phi_x = R_x/R_z$ и коэффициент поперечного сцепления $\phi_y = R_y/R_z$. Легко показать, что

$$\phi = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2}.$$

Рассмотрим коэффициент продольного сцепления ϕ_x , характеризующий тормозные свойства колеса. Следствием реакции R_x является тангенциальная деформация шины и скольжение её элементов по дороге. Количественно это действие оценивается коэффициентом скольжения S . На рис. 32 показан график взаимосвязи коэффициентов ϕ_x и S .

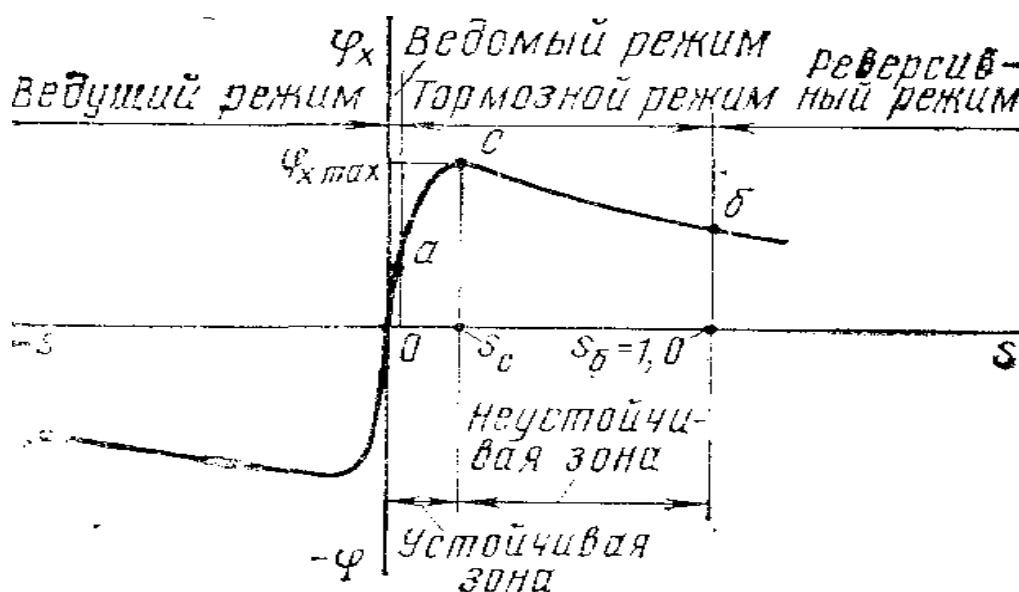


Рис. 32. Типичная зависимость коэффициента продольного сцепления ϕ_x от коэффициента скольжения S

Кривая на этом рисунке имеет два похожих участка. Первый относится к ведущему режиму качения колеса. Здесь колесо пробуксовывает, его относительная скорость больше поступательной: $|v_{отн}| > |v_{пост}|$ и $S < 0$.

Когда буксует колесо неподвижного автомобиля, величина коэффициента S стремится к минус бесконечности.

Второй участок отображает режимы движения, когда колесо уже не является движителем автомобиля. В ведомом и тормозном режимах $0 < S < 1$.

Рассмотрим зависимость $\phi_x = f(S)$ на интересующем нас тормозном участке. При тормозном моменте, равном нулю, колесо работает в ведомом режиме и передает на дорогу незначительную тангенциальную силу (приблизительно $(0,015...0,020 P_z)$). Тангенциальная деформация шины также мала, а значит малы и текущие значения ϕ_x и S (точка a). По мере роста тормозного момента возрастает продольная реакция, вызывая

увеличение деформации шины и числа скользящих ее элементов, что, как было показано выше, ведет к увеличению упругого проскальзывания.

Коэффициенты ϕ_x и S растут пропорционально друг другу. Так продолжается до тех пор, пока взаимодействие между шиной и дорогой определяется в основном трением покоя. Дальнейшее увеличение тормозного момента приводит к прогрессивному нарастанию числа скользящих элементов.

Где-то в начале этого этапа продольная реакция достигает предела (точка c), соответствующего максимальному значению коэффициента сцепления $\phi_{x,max}$. Торможение с таким тормозным моментом наиболее эффективно. Зона кривой между точками o и c , где росту тормозного момента соответствует рост продольной реакции, считается устойчивой.

Если момент увеличить еще больше, начинают скользить все точки контакта, что имеет следствием уменьшение продольной реакции и коэффициента сцепления ϕ_x , поскольку определяющим становится трение скольжения (меньшее, чем трение покоя). Уменьшение продольной реакции R_x при росте тормозного момента, в свою очередь, приводит к падению эффективности торможения и к быстрой остановке колеса в относительном движении, т. е. к блокированию колеса (точка b – «юз»). Зона кривой между точками c и b считается неустойчивой.

Наиболее сильно на коэффициент сцепления влияет тип, и главное, состояние дорожного покрытия. Средние данные, приведенные в табл. 1, говорят о том, что максимальный коэффициент сцепления при переходе с сухого бетонного участка дороги на обледенелый изменяет свою величину в 10 раз.

Таблица 1

Коэффициент сцепления дорожного покрытия

Дорожное покрытие и его состояние	Максимальный коэффициент сцепления шин		
	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное или бетонное сухое	0,50...0,70	0,70...1,00	0,70...1,00
То же, мокрое	0,35...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60
То же, покрытое грязью	0,25...0,45	0,25...0,40	0,25...0,45
Булыжное сухое	0,40... 0,5	0,50...0,55	0,06...0,70
Щебеночное сухое	0,50...0,60	0,60...0,70	0,60...0,70
То же, мокрое	0,30...0,40	0,40...0,50	0,40...0,55
Грунтовое сухое	0,40...0,50	0,5...0,60	0,50...0,60
То же, увлажненное	0,2...0,40	0,30...0,45	0,35...0,50
Лёд при температуре ниже 0° С	0,08...0,15	0,10...0,20	0,05...0,1

При торможении на сухих твердых дорогах коэффициент сцепления, как правило, уменьшается с увеличением начальной скорости торможения (кривые 1 и 2 на рис. 33).

Это объясняется тем, что с увеличением скорости уменьшается время пребывания элемента шины в контакте с дорогой. Поскольку величина деформации резины сильно зависит от времени приложения нагрузки, протектор не успевает обволакивать неровности дороги и коэффициент трения покоящихся элементов шины падает.

При торможении с очень высоких скоростей (св. 100 км/ч) на кривой в неустойчивой зоне может появиться минимум (кривая 3). Причины некоторого увеличения коэффициента сцепления заблокированного колеса по сравнению с еще катящимся заключена в интенсивном нарастании температуры в контакте, что ведет к «прихватыванию» резины к дороге.

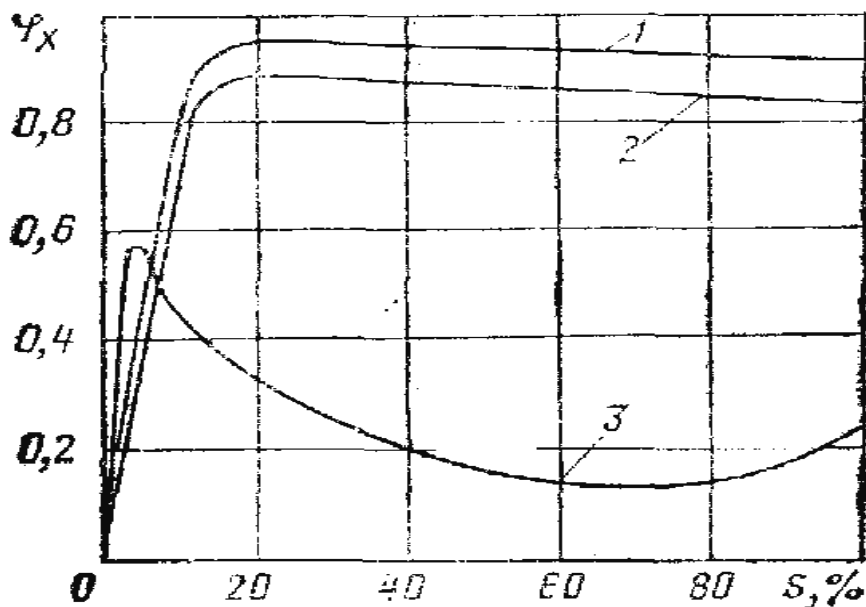


Рис. 33. Зависимость коэффициента продольного сцепления ϕ_x от коэффициента скольжения S при торможении на сухом асфальтобетоне при начальной скорости торможения:
1 – 10 км/ч; 2 – 80 км/ч; 3 – 220 км/ч

На мокрых дорогах коэффициент сцепления, как правило, ниже, чем на сухих, и зависит от загрязненности покрытия, толщины водяной пленки, рисунка протектора и скорости автомобиля. Специфика движения по мокрой дороге заключается в том, что между шиной и дорогой может иметь место прослойка воды, играющая роль своеобразной смазки, резко уменьшающей силы трения.

При качении колеса входящие в контакт элементы шины разрушают водяную пленку, отводят воду по канавкам протектора за периметр контакта. Сцепление при этом лишь незначительно отличается от

сцепления на сухой дороге. Однако, чем больше грязи на дороге, тем выше вязкость грязе-водяной суспензии и тем труднее удалить ее из контакта.

Огромную роль в разрушении пленки и удалении влаги из контакта играют рисунок протектора и степень его изношенности. Отсутствие или недостаточное сечение поперечных канавок рисунка, а также уменьшающий это сечение износ протектора, препятствуют быстрому отводу воды из контакта. В РФ износ протектора регламентирован: эксплуатация автотранспортных средств с износом до глубины рисунка протектора, меньшей 1 мм (у грузовых автомобилей – меньшей 0,5 мм), запрещена. Влияние величины износа шин легковых автомобилей на коэффициент их сцепления с мокрой асфальтобетонной дорогой при толщине водяной пленки 1 мм показано на рис. 34. Рост толщины водяного слоя уменьшает коэффициент сцепления (см. рис. 33).

Результаты экспериментов свидетельствуют о том, что на мокрой дороге скорость автомобиля влияет на коэффициент сцепления гораздо больше, чем на сухой, так как за короткое время пребывания в контакте элементы протектора не успевают разрушить пленку и удалить воду за пределы контакта.

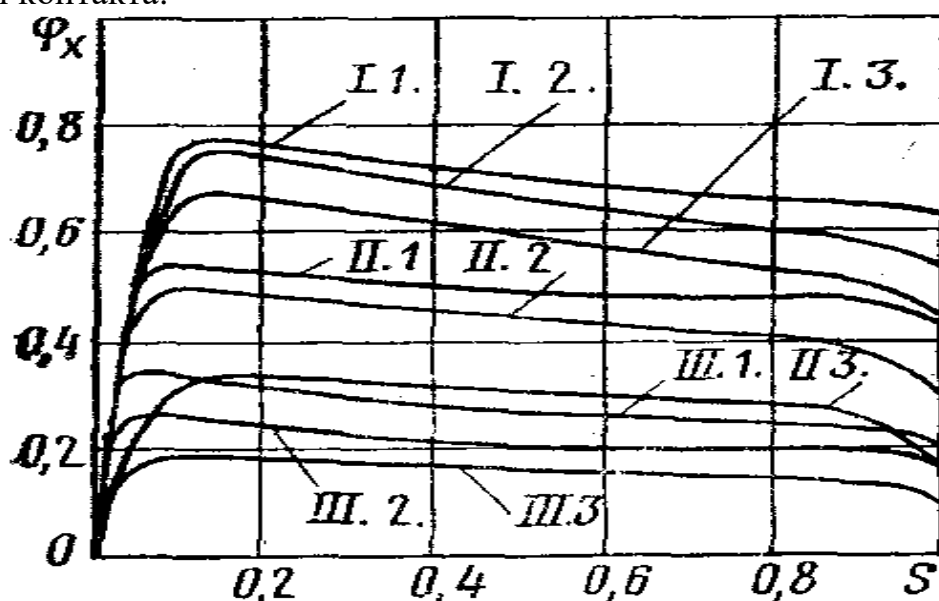


Рис. 34. Влияние изношенности протектора шины легкового автомобиля на зависимость $\varphi = f(S)$ при торможении на мокрой дороге:

I – новый протектор; 2 – изношенный наполовину; 3 – «лысый» протектор;
I – начальная скорость торможения 32 км/ч; II – 64 км/ч; III – 96 км/ч

При достаточной толщине пленки и определенной (критической) скорости движения набегающие на дорогу элементы протектора ударно воздействуют на слой воды, и в зоне контакта создается водяной клин. Шина как бы всплывает над дорогой.

Это явление, получившее название *аквапланирование*, чрезвычайно опасно, т.к. сухое или *полужидкостное* трение в контакте шины с дорогой

при аквапланировании заменяется *жидкостным* – трением слоев водяной пленки.

Такое трение практически неспособно удержать колесо на заданной траектории. Критическая скорость аквапланирования повышается с увеличением длины контакта, нормальных нагрузок, давления в шине. Увеличение ширины контакта способствует возникновению аквапланирования.

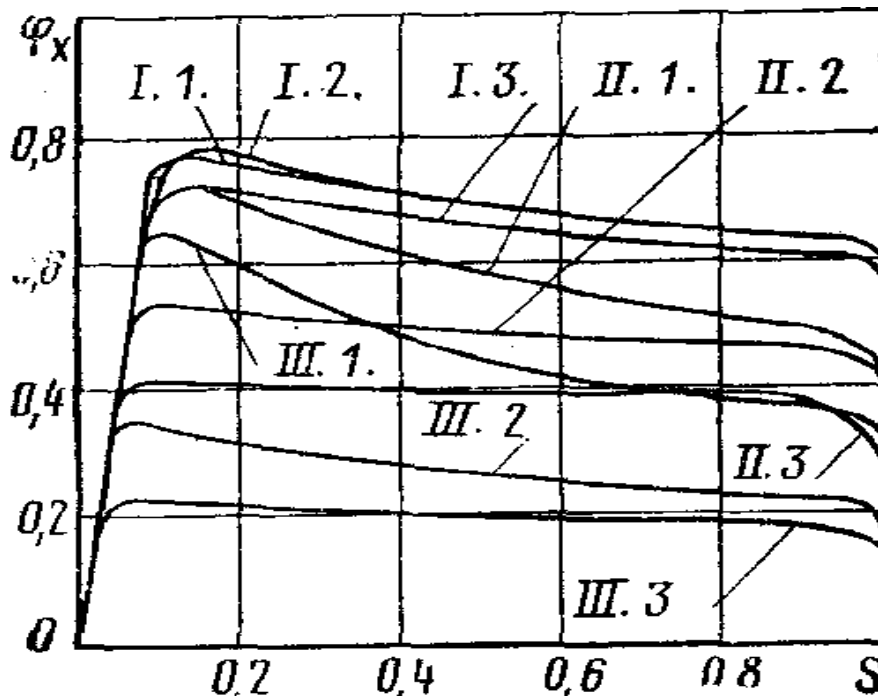
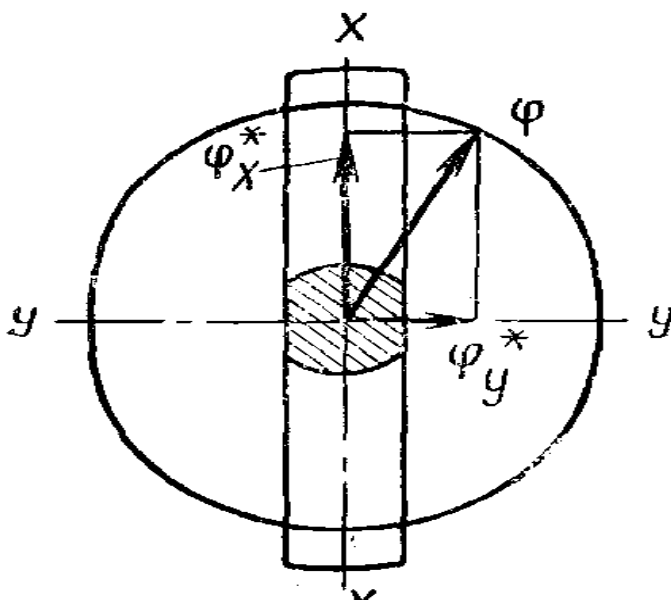


Рис. 35. Влияние толщины водяной пленки на зависимость $\phi = f(S)$ при торможении шины легкового автомобиля на мокром асфальтобетоне. Начальная скорость торможения: I – 2 км/ч; II – 64 км/ч; III – 96 км/ч. Толщина водяной пленки: 1 – 0,4 мм; 2 – 1,0 мм; 3 – 1,9 мм

Приложение к колесу тормозного момента резко уменьшает возможности бокового сцепления. Это легко объяснить, вспомнив, что

$$\phi = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2}.$$



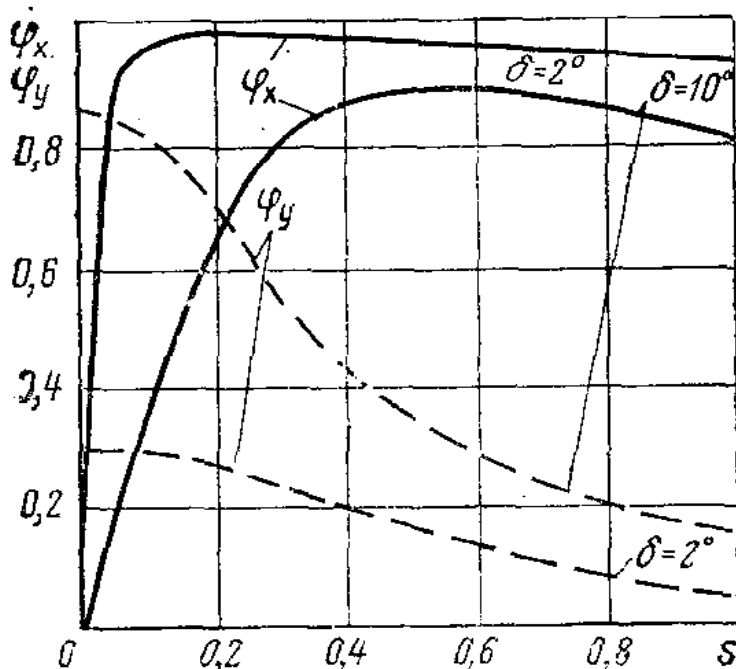
На рис. 36 показан так называемый *эллипс сцепления*–фигура, описанная концом радиуса-вектора, модуль которого равен максимальному коэффициенту сцепления ϕ .

Рис. 36. Соотношение максимальных величин коэффициентов продольного и поперечного сцепления шины с дорогой

Из рисунка видно, что если на колесо действует боковая реакция дороги, соответствующая показанному значению коэффициента сцепления ϕ_y^* , то реализуемый при торможении коэффициент продольного сцепления никак не может быть больше величины ϕ_x^* .

Увеличение тормозного момента приведет к блокированию колеса.

Огромное влияние скольжения колеса на устойчивость его движения наглядно иллюстрируется рис. 37. Из него видно, что в неустойчивой зоне не только уменьшается коэффициент ϕ_x , что имеет следствием ухудшение тормозной эффективности, но и резко падает коэффициент поперечного сцепления ϕ_y .



При заблокированном колесе он принимает минимальные значения и достаточно минимальной боковой силы, что бы началось боковое скольжение колеса.

Рис. 37. Зависимость коэффициентов продольного и поперечного сцепления ϕ_x и ϕ_y от коэффициента скольжения S для различных углов бокового увода.

7. АНТИБЛОКИРОВОЧНЫЕ СИСТЕМЫ

Дальнейшим развитием средств улучшения тормозной динамики явились антиблокировочные системы (АБС). Впервые АБС были применены в авиации в 1949 г., а на автомобилях первые образцы АБС появились в 1969 г. В настоящее время в разработке АБС достигнуты такие результаты, которые позволяют их устанавливать на серийные автомобили.

Назначение АБС – обеспечение оптимальной тормозной эффективности (минимального тормозного пути) при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля.

В расчетах тормозной динамики автомобиля в большинстве случаев используют табличные значения коэффициентов сцепления, которые определяются экспериментально при движении заблокированного колеса, т. е. при 100 % скольжении колеса относительно дорожной поверхности. Между тем известно, что коэффициент сцепления эластичного колеса зависит не только от состояния дорожной поверхности, но и от степени скольжения колеса относительно этой поверхности в процессе торможения, а также от других факторов. В частности, на величину коэффициента сцепления оказывает влияние скорость колеса при торможении, а также свойства самого эластичного колеса.

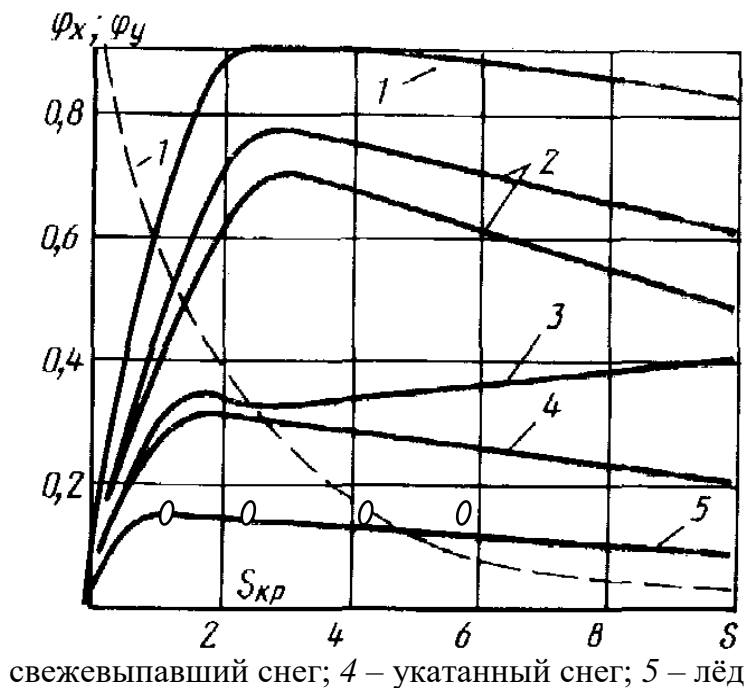
На рис. 38 приведен график зависимости коэффициентов сцепления колеса с опорной поверхностью ϕ_x (сплошные кривые) и ϕ_y (штриховая кривая) соответственно в продольном и поперечном направлениях от относительного скольжения S при торможении на различных дорогах.

Из графика видно, что при некотором значении относительного скольжения продольный коэффициент сцепления ϕ_x имеет максимум. Величина относительного скольжения, соответствующая максимуму, называется *критической* и обозначается $S_{кр}$. Для большинства дорожных поверхностей $S_{кр} = 0,1...0,3$. В этих пределах и поперечный коэффициент сцепления ϕ_y имеет достаточно высокое значение, что обеспечивает устойчивое движение автомобиля при торможении, если на автомобиль действует боковая сила.

Из графика также можно заключить, что при доведении тормозящих колес до юза ($S = 1$) значительно снижаются ϕ_x и ϕ_y , а следовательно и тормозная эффективность, устойчивость и управляемость автомобиля при торможении. Исследования показали, что коэффициенты сцепления ϕ_x и ϕ_y , уменьшаются при увеличении начальной скорости торможения и коэффициента бокового увода.

Основной задачей АБС является поддержание в процессе торможения относительного скольжения колес в узких пределах вблизи $S_{кр}$.

В этом случае обеспечиваются оптимальные характеристики торможения.



Для этой цели необходимо автоматически регулировать в процессе торможения подводимый к колесам тормозной момент.

Рис. 38. Зависимости коэффициентов сцепления от коэффициента относительного скольжения: 1 — сухой асфальт; 2 — мокрый асфальт; 3 —

Появилось много разнообразных конструкций АБС, которые решают задачи автоматического регулирования тормозного момента.

Независимо от конструкции, любая АБС должна включать следующие элементы:

датчики, функцией которых является выдача информации (в зависимости от принятой системы регулирования) об угловой скорости колеса, давлении рабочей тела в тормозном приводе, замедлении автомобиля и др.;

блок управления (обычно электронный, куда поступает информация от датчиков), который после логической обработки поступившей информации дает команду исполнительным механизмам;

исполнительные механизмы (модуляторы давления), которые в зависимости от поступившей из блока управления команды, снижают, повышают или удерживают на постоянном уровне давление в тормозном приводе колес.

Процесс регулирования с помощью АБС торможения колеса циклический. Связано это с инерционностью самого колеса, привода, а также элементов АБС. Качество регулирования оценивается по тому, насколько АБС обеспечивает скольжение тормозящего колеса в заданных пределах.

При большом размахе циклических колебаний давления нарушается комфортабельность при торможении («дерганье»), а элементы автомобиля испытывают дополнительные нагрузки. Качество работы АБС зависит от принятого принципа регулирования («алгоритма функционирования»), а также от быстродействия системы в целом. Быстродействие определяет

циклическую частоту изменения тормозного момента. Важным свойством АБС должна быть способность приспосабливаться к изменению условий торможения (адаптивность) и, в первую очередь, к изменению коэффициента сцепления в процессе торможения.

Разработано большое число принципов, по которым работают АБС (алгоритмов функционирования). Они различаются по сложности, стоимости реализации и по степени удовлетворения поставленным требованиям. Среди них наиболее широкое применение получил алгоритм функционирования по замедлению тормозящего колеса. Рассмотрим процесс работы АБС по этому алгоритму.

Уравнение движения тормозящего колеса имеет вид

$$J_k \varepsilon_{т.к.} = M_{\text{тор}} - M\phi$$

где J_k – момент инерции колеса; $\varepsilon_{т.к.} = d\omega_{т.к.}/dt$ – угловое замедление колеса; $M_{\text{тор}}$ – момент, создаваемый тормозным механизмом; $M\phi$ – момент, возможный по сцеплению колеса с опорной поверхностью.

Используя это уравнение, можно построить график процесса работы АБС по замедлению (рис. 39).

На рисунке нанесены следующие зависимости:

– зависимость момента на тормозящем колесе, реализуемого по сцеплению, от относительного скольжения $M\phi = f(S)$;

– зависимость момента, создаваемого тормозным механизмом на тормозящем колесе, от относительного скольжения в процессе автоматического регулирования $M_{\text{тор}} = f(S)$.

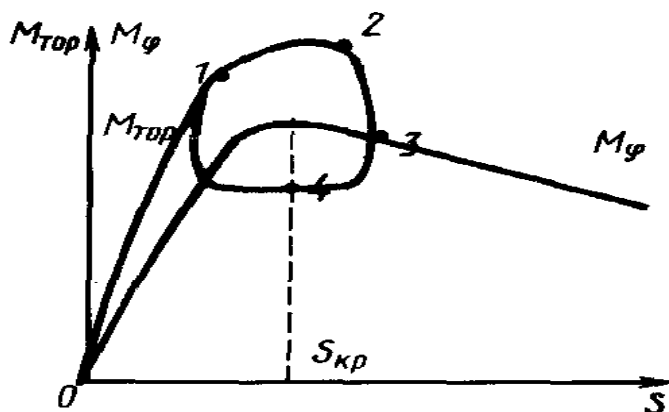


Рис. 39. График процесса работы АБС по замедлению

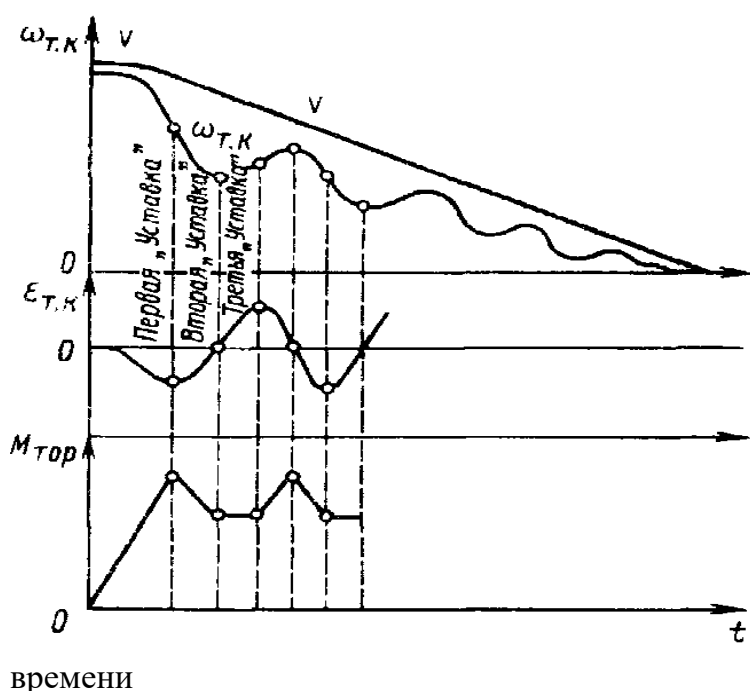
Нажатие на тормозную педаль вызывает рост тормозного момента (участок 0–1–2).

На всем этом участке $M_{\text{тор}} > M\phi$, что вызывает замедление колеса, сопровождающееся увеличением относительного скольжения. Особенно быстро замедление нарастает на отрезке 1–2, где разность $M_{\text{тор}} - M\phi$ резко увеличивается в результате снижения $M\phi$, а замедление прямо пропорционально этой разнице:

$$\varepsilon_{т.к.} = (M_{\text{тор}} - M\phi) / J_k$$

Резкий рост замедления свидетельствует о том, что относительное скольжение стало несколько больше $S_{кр}$. Это служит основанием для подачи блоком в точке 2 команды модулятору на снижение давления в тормозном приводе. Точка 2 соответствует первой команде («установке»). По поданной команде тормозной момент $M_{тор}$ снижается и в точке 3 становится равным моменту по сцеплению: $M_{тор} = M\phi$, а замедление $\varepsilon_{т.к} = 0$. Нулевое значение замедления служит второй «установкой», по которой блок управления дает команду модулятору на поддержание в тормозном приводе постоянного давления и, следовательно, постоянного тормозного момента $M_{тор}$. В этой фазе $M_{тор} < M\phi$ и $\varepsilon_{т.к} = (M\phi - M_{тор}) / J_k$, т. е. $\varepsilon_{т.к}$ меняет знак – и колесо начинает ускоряться. Максимальное значение ускорения соответствует максимальной разнице $M\phi - M_{тор}$, что имеет место в точке 4, являющейся третьей «установкой». В точке 4 блок управления дает команду модулятору на увеличение давления в тормозном приводе, и описанный цикл повторяется, позволяя поддерживать относительное скольжение в интервале, обеспечивающем высокие значения ϕ_x и ϕ_y .

На рис. 40 приведены графики, характеризующие изменение параметров торможения по времени. Описанный здесь процесс несколько идеализирован.



Практически команда на растормаживание, затормаживание и фиксацию тормозного момента должна подаваться с некоторым опережением, с учетом инерционности системы в комплексе.

Рис. 40. График зависимости параметров торможения автомобиля с АБС от времени

Адаптивность АБС может быть обеспечена, если в блоке управления предусматривается коррекция, учитывающая ряд влияющих на торможение факторов, в частности, скорости. Процесс работы АБС может проходить по двух- или трехфазовому циклу. При *двухфазовом* цикле:

первая фаза—нарастание давления, вторая фаза—сброс давления. При *трехфазовом* цикле: первая фаза—нарастание давления; вторая фаза—сброс давления; третья фаза—поддержание давления на постоянном уровне. В алгоритме по замедлению применен трехфазовый цикл, достоинством которого считается меньший расход рабочего тела (например, сжатого воздуха), но сам модулятор получается более сложным, чем при двухфазном цикле.

Блок-схема, представленная на рис. 41, отражает электронный блок управления описанного алгоритма.

Схемы применения АБС на автомобиле.

Тормозная динамика автомобиля с АБС зависит от принятой схемы установки элементов АБС. С точки зрения тормозной эффективности, наилучшей является схема с автономным регулированием каждого колеса (рис. 42, а). Для этого необходимо установить на каждое колесо датчик, в тормозном приводе модулятор давления и блок управления. Эта схема наиболее сложная и дорогостоящая.

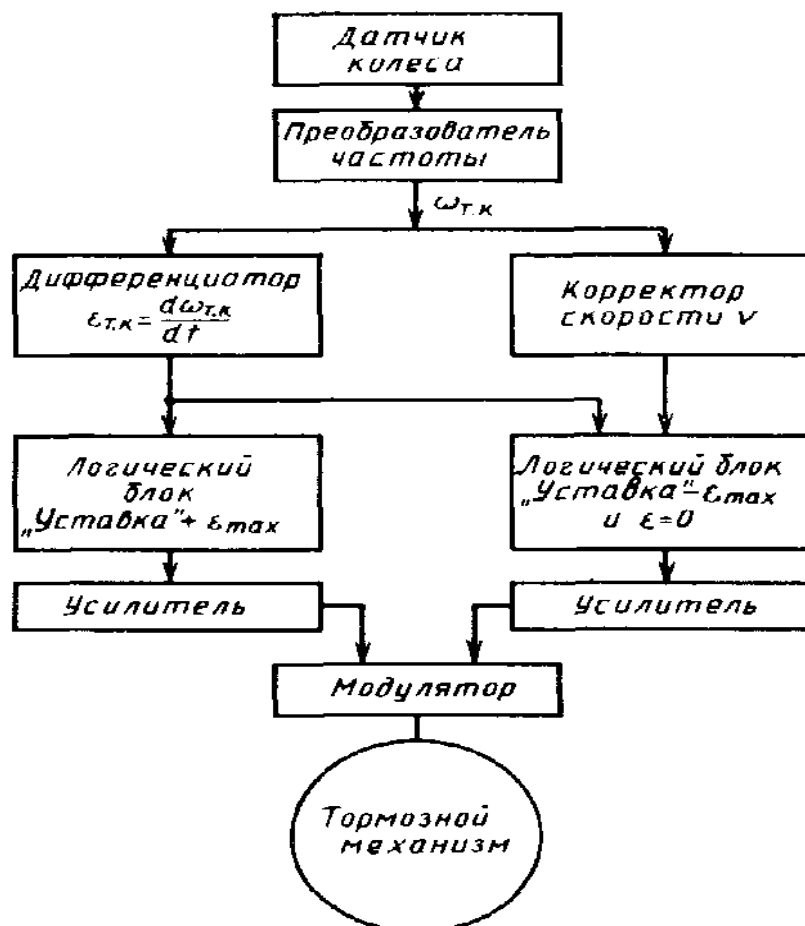


Рис. 41. Блок-схема управления АБС

Существуют более простые схемы АБС. На рис. 42, б показана схема АБС, где регулируется торможение двух задних колес.

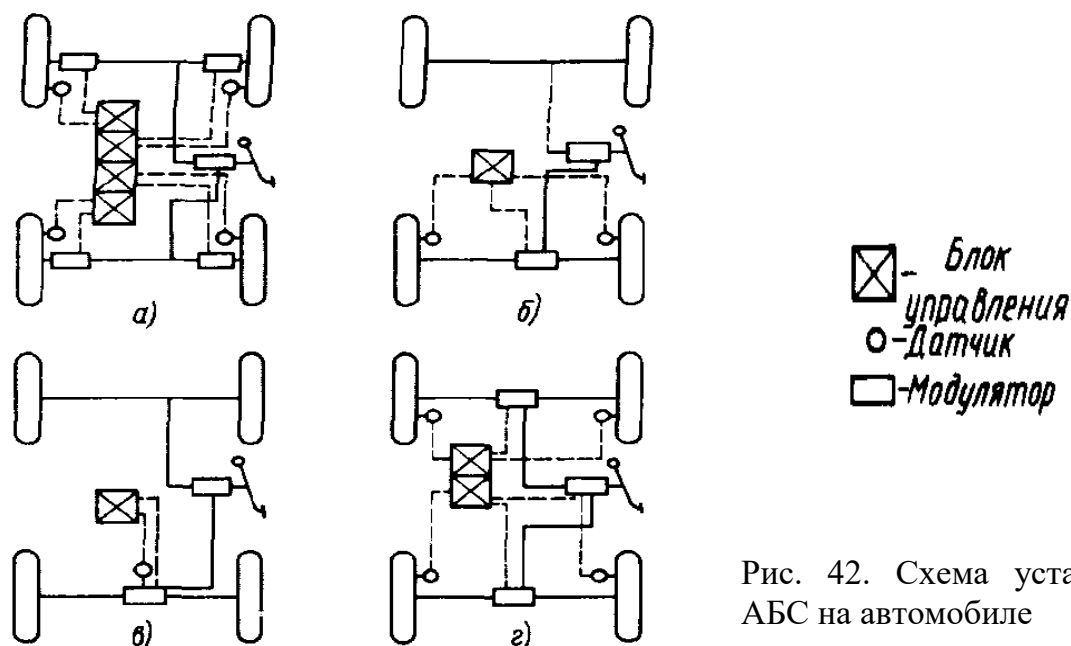


Рис. 42. Схема установки АБС на автомобиле

Для этого используются два колесных датчика угловых скоростей и один блок управления. В такой схеме применяют так называемое «низкопороговое» или «высокопороговое» регулирование. «Низкопороговое» регулирование предусматривает управление тормозящим колесом, находящимся в худших по сцеплению условиях «слабым» колесом.

В этом случае тормозные возможности «сильного» колеса недоиспользуются, но создается равенство тормозных сил, что способствует сохранению курсовой устойчивости при торможении при некотором снижении тормозной эффективности. «Высокопороговое» регулирование, т.е. управление колесом, находящимся в лучших по сцеплению условиях, дает более высокую тормозную эффективность, хотя устойчивость при этом несколько снижается. «Слабое» колесо при этом способе регулирования циклически блокируется. Еще более простая схема приведена на рис. 42, в. В этой схеме один датчик угловой скорости, размещенный на карданном валу, один модулятор давления и один блок управления.

По сравнению с предыдущей эта схема имеет меньшую чувствительность.

На рис. 42, г приведена схема, в которой применены датчики угловых скоростей на каждом колесе, два модулятора, два блока управления. В такой схеме может применяться как «низкопороговое», так и «высокопороговое» регулирование. Часто в таких схемах используют смешанное регулирование (например, «низкопороговое» для колес передней оси и «высокопороговое» для колес задней оси). По сложности и

стоимости эта схема занимает промежуточное положение между рассмотренными. Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 2.

Достоинства АБС:

– оставляет возможность увернуться от препятствия или вписаться в поворот при «паническом» торможении;

– в большинстве случаев обеспечит кратчайший тормозной путь при сохранении курсовой устойчивости.

Недостатки АБС:

–мешает опытному водителю прогнозировать поведение автомобиля;

–ограничивает возможность использования специальных приемов управления.

На рис. 43 представлена схема выполнения автомобилем одного из наиболее распространённых манёвров – «переставка» при различных способах торможения и вариантах оснащения машины.

Таблица 2

Результаты замеров и экспертные оценки надежности управления

Результаты замеров и экспертные оценки надежности управления			
Торможение	с АБС	без А Б С	
		прерывистое	с блокировкой
1	2	3	4
Тормозной путь, м (торможение на прямой со скорости 60 км/ч)	49,9	53,3 (+6.7%)	50,2 (+0.5%)
Надежность управления, баллы	5,0	4,5	3,5
Тормозной путь, м (торможение на миксте** со скорости 40 км/ч)	8,1	9,2(+13,6%)	8,2(+1,2%)
Надежность управления, баллы	5,0	4,0	1,0
Тормозной путь, м (торможение в повороте со скорости 64 км/ч)	61,2	60,5 (-1,14)	*
Предельная скорость, км/ч	61,4	65,6 (+2,3%)	*

Надёжность управления, баллы	4,5	3,0	*
Тормозной путь, м (торможение на переставке (см. рис. 43) со скорости 94 км/ч)	81,3	96,7 (+18.9)	*
Предельная скорость, км/ч	94,7	96,2 (+1,6%)	*
Надёжность управления, баллы	2,5	3,0	*

* – невозможность выполнения маневра.

** – смешанное покрытие: половина (по ширине полосы движения) – лёд, вторая половина – бетон.

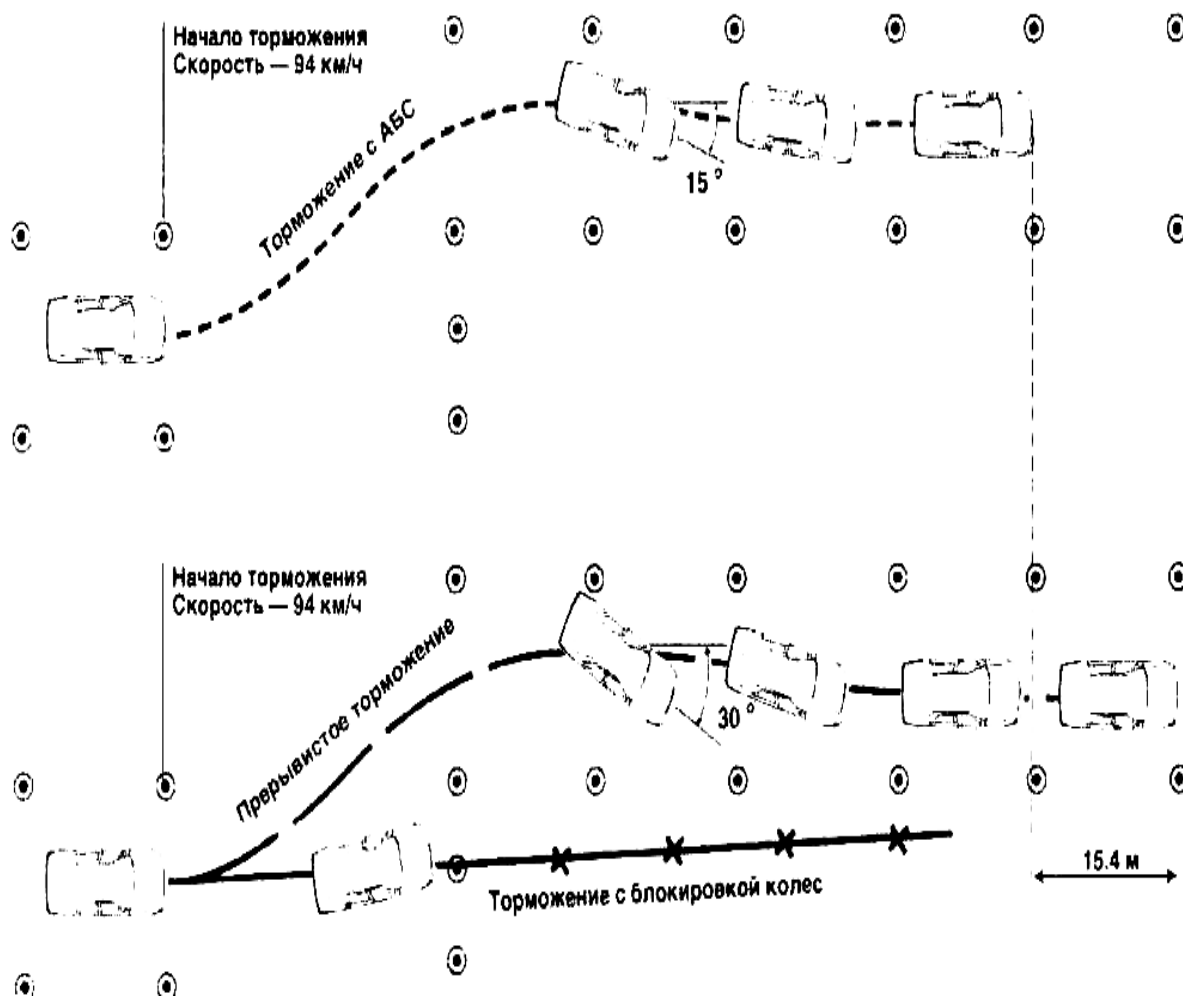


Рис. 43. Выполнение манёвра «переставка» при торможении

ЗАДАНИЯ

Задание 1. Используя табличные данные, произвести расчет пневматического привода автомобиля.

Пример

Исходные данные для автомобиля ЗИЛ-431410

Полный вес автомобиля, кг	$G_T = 8250$
Вес на переднюю ось, кг	$G_{T1} = 2100$
Вес на заднюю ось, кг	$G_{T2} = 6150$
Высота центра тяжести, м	$h_{Tg} = 1,2$
Радиус колеса, м	$r_{Tk} = 0,48$
Момент инерции колеса, $кг \cdot м \cdot с^2$	$J_{Tk1} = 1,38$
Момент инерции вращающихся масс, $кг \cdot м \cdot с^2$	$J = 0,02$
Передаточное число главной передачи	$i_0 = 7,63$
Замедление при аварийном торможении, $м/с^2$	$j = 6-8$

1. Определяем необходимые величины тормозных моментов:

– для передних колес:

$$M_{K_1}^T = \left[\frac{G_1^T + \frac{G_T \cdot j \cdot h_g^T}{gL^T}}{2g} r_K^T + \frac{J_{K_1}^T}{r_K^T} \right] \cdot j =$$

$$= \left[\frac{2100 + \frac{8250 \cdot 6 \cdot 1,2}{9,81 \cdot 4}}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,48 + \frac{1,38}{0,48} \right] \cdot 6 = 547 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

– для задних колес:

$$M_{K_2}^T = \left[\frac{G_2^T - \frac{G_T \cdot j \cdot h_g^T}{gL^T}}{2g} r_K^T + \frac{2 \cdot J_{K_1}^T}{r_K^T} + \frac{J \cdot i_0^2}{n \cdot r_K^T} \right] =$$

$$\left[\frac{6150 - \frac{8250 \cdot 6 \cdot 1,2}{9,81 \cdot 4}}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,48 + \frac{1,38 \cdot 2}{0,48} + \frac{0,02 \cdot 7,63^2}{2 \cdot 0,48} \right] \cdot 6 = 718 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

2. Определяем момент инерции:

– для передних колес:

$$\rho_1 = \frac{\beta'_0}{2 \cdot \cos \beta'_1} \cdot r_b = \frac{\pi \cdot 120 / 180}{2 \cdot \cos 30^\circ} \cdot 0,21 = 0,254 \text{ м,}$$

где r_b – внутренний радиус барабана, $r_b = 0,21$ м; β'_0 – угол обхвата тормозной колодки барабана, рад $\beta'_0 = 120^\circ$; β'_1 – угол между вертикальным началом колодки, град $\beta'_1 = 30^\circ$.

– для задних колес:

$$\rho_2 = \frac{\beta''_0}{2 \cdot \cos \beta''_1} \cdot r_b = \frac{\pi \cdot 130 / 180}{2 \cdot \cos 25^\circ} \cdot 0,21 = 0,262 \text{ м.}$$

$$\beta''_0 = 130^\circ; \beta''_1 = 25^\circ$$

3. Определяем усилия необходимые для прижатия колодки к барабану:

– для передних колес:

$$P_1^I = \frac{M_{K_1}^T (c - \mu \rho_1 + \mu b)}{2 \mu \rho_1 (c + a_1)} = \frac{547(0,165 - 0,35 \cdot 0,254 + 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,254(0,165 + 0,173)} = 787 \text{ кг,}$$

где μ – коэффициент трения между накладкой и барабаном,

$$\mu = 0,32 \dots 0,40; b = 0,03; c = 0,165; a_1 = 0,173; a_2 = 0,147;$$

$$P_1^{II} = \frac{M_{K_1}^T (c + \mu \rho_1 - \mu b)}{2 \mu \rho_1 (c + a_2)} = \frac{547(0,165 + 0,35 \cdot 0,254 - 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,254(0,165 + 0,147)} = 2400 \text{ кг;}$$

– для задних колес:

$$P_2^I = \frac{M_{K_2}^T (c - \mu \rho_2 + \mu b)}{2 \mu \rho_2 (c + a_1)} = \frac{718(0,165 - 0,35 \cdot 0,262 + 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,262(0,165 + 0,173)} = 970 \text{ кг,}$$

$$P_2^{II} = \frac{M_{K_2}^T (c + \mu \rho_2 - \mu b)}{2 \mu \rho_2 (c + a_2)} = \frac{718(0,165 + 0,35 \cdot 0,262 - 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,262(0,165 + 0,147)} = 3089 \text{ кг.}$$

Результаты расчетов заносим в таблицу.

$M_{K_1}^T$	$M_{K_2}^T$	ρ_1	ρ_2	P_1^I	P_1^{II}	P_2^I	P_2^{II}

Задание 2. Подготовить сообщения с презентацией по темам

1. АБС.
2. Датчик частоты вращения колеса (используется в АБС).
3. Дисковые тормозные механизмы.
4. Барабанные тормозные механизмы.
5. Приборы тормозного пневмопривода.

Задание 3. Подготовьте ответы на контрольные вопросы

1. Перечислите разновидности торможений автотранспортных средств.

2. Приведите структурную схему тормозного управления современного автомобиля.
3. Приведите структурную схему тормозной системы автомобиля.
4. Приведите структурную схему тормозного привода автомобиля.
5. Перечислите современные требования к тормозному управлению автомобиля.
6. Приведите тормозную диаграмму экстренного торможения автомобиля, укажите характерные точки.
7. От чего зависит величина максимального замедления автомобиля при торможении?
8. От чего зависит длина тормозного пути?
9. Что понимается под коэффициентом сцепления колеса с дорогой?
10. Перечислите факторы влияющие на коэффициент сцепления колеса с дорогой?
11. Как влияет скольжение колеса на устойчивость движения автомобиля?
12. Для чего предназначены регуляторы тормозных сил?
13. Сравните статические и динамические регуляторы тормозных сил?
14. Для чего предназначены ABS?
15. Перечислите основные элементы ABS.
16. Приведите принцип работы ABS по замедлению тормозящего колеса, приведите блок схему электронного блока управления.
17. Приведите схемы применения ABS на автомобиле.
18. Какие критерии служат для оценки тормозных механизмов?
19. Приведите классификацию тормозных механизмов.
20. Сравните различные типы тормозных механизмов.
21. Приведите достоинства и недостатки тормозного гидропривода.
22. Приведите схемы двухконтурных тормозных гидроприводов и сравните их между собой.
23. Перечислите требования к усилителям тормозных гидроприводов.
24. Каким образом обеспечивается следящее действие усилителя тормозного гидропривода?
25. Приведите достоинства и недостатки тормозного пневмопривода.
26. Перечислите основные элементы пневмопривода.
27. Сравните одно- и двухпроводный пневмопривод.
28. Сравните тормозные краны прямого и обратного действия.
29. Для чего предназначены тормозные краны?

Задание 4. Выполните тест по теме «Тормозное управление автомобилей и тракторов»

1. Виды рабочих торможений (выбрать все правильные варианты).

а) экстренное;	б) аварийное;
в) служебное;	г) стояночное;

2. Что такое тормозной привод?

а) совокупность устройств, предназначенных для обеспечения тормозной системы энергией, необходимой для торможения;

б) совокупность устройств, предназначенных, для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам и управление этой энергией в процессе ее передачи с целью осуществления торможения;

в) совокупность устройств, предназначенных для в результате которого энергия от ее источника передается к тормозным механизмам или происходит количественное регулирование этой энергии;

3. Из каких систем обязательно должно состоять тормозное управление? (выбрать все правильные)

а) рабочая система;

б) вспомогательная система;

в) запасная система;

г) стояночная система

4. Что такое время запаздывания?

а) период времени от начала до конца торможения;

б) период времени от начала торможения до момента появления торможения;

в) период времени от момента появления замедления, до момента, когда замедление устанавливается на определенном уровне;

г) период времени, в который замедление постоянно;

5. От чего зависят тормозная эффективность и устойчивость движения?

а) траектория движения;

б) смещение колес;

в) трения в контакте колес с дорогой;

6. Что не влияет на коэффициент сцепления?

а) состояние дорожного покрытия;

б) скорость движения;

в) шины;

г) тип привода автомобиля.

7. Назначение регуляторов тормозных сил:

а) ограничивают давление в тормозном приводе;

б) ограничение тормозных сил на задних колесах для предотвращения их юза и возможного сноса;

в) ограничивают давление, создаваемое нажатием на тормозную педаль;

8. Когда АБС впервые применена на автомобилях?

а) 1949 г.;

б) 1959 г.;

в) 1969 г.;

г) 1958 г.

9. Для чего нужен блок управления в АБС?

- а) обработка поступившей искры и команда исполнительным механизмам;
- б) выдача команд;
- в) выполнение команд.

10. Коэффициент тормозной эффективности – это...

- а) отношение результирующей реакции к соответствующему положению нормальной нагрузки, действующей на колесо;
- б) отношение приводного момента к тормозному моменту, создаваемому тормозным механизмом;
- в) отношение тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, к условному приводному моменту.

11. Что характеризует стабильность?

- а) оценка конкретных конструкций тормозных механизмов;
- б) зависимость коэффициента тормозной эффективности от изменения коэффициента трения;
- в) оценка тормозной эффективности при движении вперед.

12. Что не относится к достоинствам дисковых тормозных механизмов?

- а) хорошее охлаждение тормозного диска;
- б) большая масса по сравнению с барабанными;
- в) меньшая чувствительность к попавшей накладке воде, по сравнению с барабанным;
- г) легкая и быстрая смена тормозных колодок.

13. К барабанным тормозным механизмам не относятся...

- а) с равными приводными силами и односторонним расположением опор;
- б) с равными приводными силами и двусторонним расположением опор;
- в) с равными приводными силами и разнесенными опорами;
- г) с равными перемещениями колодок;
- д) с большим самоусилинием.

14. Что не относится к оценке тормозного механизма с равными приводными силами и разнесенными опорами?

- а) давление на поверхности обеих накладок одинаковы, следовательно, обе накладки имеют одинаковый износ;
- б) тормозной механизм;

в) коэффициент тормозной эффективности при принятых упрощениях ≈ 2 ;

г) отношение тормозных моментов, создаваемых активной и пассивной колодками ≈ 2 .

15. Тормозной механизм с равными перемещениями колодок широко применяется на:

а) легковых автомобилях;

б) грузовых автомобилях;

в) автобусах;

г) грузовых автомобилях и автобусах, оснащенных тормозным пневмоприводом.

16. Что относится к оценке тормозного механизма с большим самосцеплением? (может быть несколько вариантов ответов)

а) коэффициент тормозной эффективности $K_{\text{э}} = 4,31$;

б) тормозная эффективность одинакова независимо от направления движения;

в) неуравновешен;

г) статическая характеристика линейна, тормозной механизм стабилен.

17. Что характеризует гидропривод? (выбрать все правильные ответы)

а) сложность обслуживания;

б) малое время срабатывания;

в) повышение КПД при низких температурах;

г) возможность выхода из строя тормозной системы при местном повреждении привода;

д) удобство компоновки;

е) низкий КПД.

18. Что применяют в двухконтурном тормозном гидроприводе для предотвращения вероятности юза задних колес при торможении?

а) «клапан задержки»;

б) вакуумный усилитель;

в) регулятор тормозных сил;

г) автономный вакуумный усилитель.

19. Что применяют в некоторых вакуумных усилителях для увеличения коэффициента усиления?

а) две вакуумные камеры, установленные параллельно, с двумя с двумя следящими устройствами;

б) две вакуумные камеры, установленные параллельно, с общим следящим устройством;

в) с двумя вакуумными усилителями, установленными последовательно;

г) с двумя вакуумными усилителями, с общим следящим устройством.

20. Что характеризует тормозной пневмопривод? (выбрать все правильные варианты)

а) сложность производства и обслуживания;

б) большое время срабатывания;

в) низкая стоимость;

г) облегчение управления;

д) малые затраты мощности на привод компрессора.

21. Какие элементы пневмопривода относятся к управляющим?

а) регулятор давления;

б) компрессор;

в) тормозные камеры;

г) тормозные краны.

22. Сколько автономных контуров включает в себя пневмооборудование?

а) 4;

б) 3;

в) 7;

г) 5.

23. Давление в тормозной системе прицепа при однопроводной системе:

а) 0,5...0,6 МПа;

б) 0,75...0,8 МПа;

в) 0,2...0,25 МПа;

г) 0,7...0,95 МПа;

24. Назначение регулятора давления?

а) прибор предназначен для ограничения сжатого воздуха в пределах 0,8... 0,95 МПа;

б) прибор предназначен для ограничения сжатого воздуха в пределах 0,5... 0,65 МПа;

в) прибор предназначен для ограничения сжатого воздуха в пределах 0,65... 0,8 МПа;

г) прибор предназначен для ограничения сжатого воздуха в пределах 0,45... 0,65 МПа.

25. При снижении давления сжатого воздуха мощность, потребляемая компрессором...

а) не меняется;

б) резко снижается;

в) резко повышается.

26. Что такое контур привода?

а) совокупность устройств, предназначенных для подачи сигнала;

б) совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам;

в) независимая часть тормозного привода, оставшаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода;

г) устройство, предназначенное для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению автотранспортного средства.

27. Время срабатывания тормозного привода – это...

а) $t_{cp} = t_n + t_{pv}$;

б) $t_{cp} = t_c + t_n$;

в) $t_{cp} = t_c + t_{уст}$;

г) $t_{cp} = t_c + t_{pv}$.

28. Какие утверждения не верны? (может быть несколько вариантов)

а) статические регуляторы ограничивают давление в той ветви тормозного привода, где установлен регулятор, только в зависимости от командного давления;

б) динамические регуляторы ограничивают давление в тормозном приводе в зависимости от командного давления и применения нагрузки на задние колеса;

в) динамический регулятор с пропорциональным клапаном широко применяется на легковых автомобилях с тормозным гидроприводом;

г) динамические регуляторы могут быть с клапаном ограничителем давления и с пропорциональным клапаном.

29. Фазы работы двухфазного АБС:

а) первая фаза – сброс давления, вторая фаза – нарастание давления;

б) первая фаза – поддержание давления на постоянном уровне, вторая фаза – сброс давления;

в) первая фаза – нарастание давления, вторая фаза – сброс давления;

г) первая фаза – нарастание давления, вторая фаза – поддержание давления на постоянном уровне.

30. Тормозные механизмы по форме поверхностей трения бывают (может быть несколько вариантов)

а) дисковый;

б) трансмиссионный;

в) колесный;

г) барабанный.

31. Виды приборов для эффективной оценки воздуха:

а) динамические, комбинированные, статистические;

б) динамические, статистические, термодинамические, адсорбционные, комбинированные;

в) динамические, комбинированные, термодинамические, адсорбционные.

32. Как называется регулировочное устройство на фрикционных тормозных механизмах?

- а) эксцентрики;
- б) ребра;
- в) каналы;
- г) колодки.

33. От чего зависит тормозной момент гидравлического тормоза – замедлителя? (выбрать все правильные ответы)

- а) скорость вращения рабочего колеса;
- б) момент рабочего колеса;
- в) количество подаваемой жидкости;
- г) масса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Беднарский В.В. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2007. – 456 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: основы конструкции: учебник для студентов учреждений высшего профессионального образования. – М.: Академия, 2007. – 528 с.
3. Власов В.М. и др. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник для студентов учреждений высшего образования / под ред. В.М. Власова. – 3-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.
4. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчёта. – М.: Машиностроение. 1989. – 304 с.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. – М.: Транспорт, 1978. – 52 с.
7. Лукин П.П. и др. Конструирование и расчёт автомобиля. – М.: Машиностроение. – 1984. – 376 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Таблица А.1

Категории автотранспортных средств по ГОСТ 22895-77

Категория	Полная масса, т	Вид автотранспортного средства
M ₁	Соответствует полной массе базовой модели	Автобусы, пассажирские автомобили и их модификации, а также пассажирские автопоезда с числом мест для сидения не более 8-ми
M ₂	До 5	То же, имеющие более 8-ми мест для сидения
M ₃	Свыше 5	То же
N ₁	До 3,5	Грузовые автомобили, автомобили-тягачи и грузовые автопоезда
N ₂	Св. 3,5 до 12	То же
N ₃	Св. 12	То же
O ₁	До 0,75	Прицепы и полуприцепы
O ₂	До 3,5	То же
O ₃	До 10	То же
O ₄	Св. 10	То же

Таблица А.2

Нормативы эффективности рабочей тормозной системы автотранспортных средств категорий М и N и автопоездов (по ГОСТ 22895-77)

Наименование автотранспортного средства	Категория	Начальная скорость торможения V_0 , км/ч	Усилие на органе управления $P_{п, Н}$		Тормозной путь S_T , м, не более	Установившееся замедление $J_{уст}$, м/с ² , не менее	Тормозной путь S_T , м, не более	Установившееся замедление $J_{уст}$, м/с ² , не менее	Тормозной путь S_T , м, не более	Установившееся замедление $J_{уст}$, м/с ² , не менее						
			ручн	ном							При испытаниях типа					
											«ноль»		«I»		«II»	
Пассажиры и грузопассаж. авто, автобусы	M ₁	80	39 2	49 0	43,2	7,0	52,1	5,6	–	–						
	M ₂	60	–	68 6	32,1	6,0	38,0	4,8	–	–						
	M ₃								39,8	4,5						
Пассажирские автопоезда	M ₁	80	40	49 0	50,7	5,8	61,7	4,6	–	–						
	M ₂								–	–						
	M ₃	60	–	68 6	33,9	6,0	30,8	4,8	41,6	4,5						
Грузовые автомобили	N ₁	80	–		61,2	73,5			–	–						
	N ₂								–	–						
	N ₃	60	–	68 6	36,7	5,0	43,6	4,0	45,9	3,7						
Грузовые авто, тягачи:	N ₁	80	–		63,6		75,9		–	–						
	N ₂								–	–						
	N ₃	60	–	68 6	38,5	5,0	45,4	4,0	47,7	3,7						

Приложение Б

Требования к тормозным системам АТС

Вид автотранспортного средства	Тормозной путь, (м), не более	Установившееся замедление, (м/с ²), не менее
Одиночные транспортные средства		
Легковые автомобили и их модификации для перевозки грузов	12,2 (14,5)	6,8 (6,1)
Автобусы с разрешенной максимальной массой до 5 т включительно	13,6 (18,7)	6,8 (5,5)
То же свыше 5 т	16,8 (19,9)	5,7 (5,0)
Грузовые автомобили с разрешенной максимальной массой до 3,5 т включительно	15,1 (19,0)	5,7 (5,4)
То же от 3,5 до 12 т включительно	17,3 (18,4)	5,7 (5,7)
То же свыше 12 т	16,0 (17,7)	6,2 (6,1)
Автопоезда, тягачами которых являются		
Легковые автомобили и их модификации для перевозки грузов	13,6 (14,5)	5,9 (6,1)
Автобусы с разрешенной максимальной массой до 5 т включительно	15,2 (18,7)	5,7 (5,5)
То же свыше 5 т	18,4 (19,9)	5,5 (5,0)
Грузовые автомобили с разрешенной максимальной массой до 3,5 т включительно	17,7 (22,7)	4,6 (4,7)
То же от 3,5 до 12 т включительно	18,8 (22,1)	5,5 (4,9)
То же свыше 12 т	18,4 (21,9)	5,5 (5,0)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Назначение и типы тормозных систем	4
2. Тормозные механизмы	6
3. Тормозные приводы	20
3.1. Механический тормозной привод	20
3.2. Тормозной гидропривод	20
3.3. Тормозной пневмопривод	25
3.4. Приборы тормозного пневмопривода	29
3.5. Комбинированные тормозные приводы	41
4. Современные требования к тормозному управлению	43
5. Критерии оценки эффективности торможений	45
6. Сцепление колеса с дорогой	49
7. Антиблокировочные системы	55
Задания	63
Библиографический список	72
Приложения	73

Техн. редактор *А.В. Миних*

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 12.12.2018. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 4,42. Тираж 50 экз. Заказ 515/179.

Отпечатано с оригинал-макета заказчика
в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.