

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ  
КАФЕДРА «БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ И ИНЖЕНЕРНАЯ ЭКОЛОГИЯ»

**Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Лавров В.И.**

**Конструктивная  
безопасность автотранспортных средств**



Брянск – 2011

УДК 629.331  
ББК 39.3:39.808  
Х 93

**Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Лавров В.И. КОНСТРУКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ** Монография. – Брянск.: Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии, 2011. 200 с.

**ISBN 9785885171977**

Монография посвящена одной из проблем автомобилизации страны, – безопасности дорожного движения, снижению аварийности и дорожно-транспортного травматизма, влияния автотранспортных средств на окружающую среду.

Рецензенты:

декан инженерно-технологического факультета Брянской ГСХА к.т.н., доцент, В.П. Лапик;

зав. кафедрой БЖД и химия Брянского ГТУ д.т.н., профессор, А.В. Тотай.

**ISBN 9785885171977**

© Христофоров Е.Н., 2011  
© Сакович Н.Е., 2011  
© Лавров В.И., 2011  
© Брянская ГСХА, 2011

## Введение

В настоящее время в связи с развитием рыночной экономики, в сферу материального производства включается все большее количество природных ресурсов, поэтому увеличивается объем вредных отходов предприятий, технических сооружений и транспортных средств.

Ярким примером неблагоприятного влияния на окружающую среду может служить автомобилизация.

Автотранспорт оказывает вредное воздействие на окружающую среду и человека, так как в отработавших газах содержатся опасные для здоровья компоненты, при движении автомобилей возникает шум. Кроме того, при дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) наносится материальный ущерб, гибнут и травмируются люди. Особо опасными становятся ДТП при перевозке пассажиров, радиационно-опасных, химически-опасных, взрывопожароопасных веществ.

Анализ аварийности показывает, что число дорожно-транспортных происшествий остается достаточно высоким и растет. За период с 2007 по 2009 год в Российской Федерации произошло 655534 ДТП, в которых погибло 89328 человек и 820123 человека получили травмы различной степени тяжести, при этом около 20% травмированных стали инвалидами.

Исследования причин дорожно-транспортных происшествий показывают, что основными причинами ДТП являются: недисциплинированность водителей, нарушение ими Правил дорожного движения (ПДД), плохие дорожные условия, отказы и неисправности автотранспортных средств (АТС), около 50% которых происходят из-за неудовлетворительной работы тормозных систем. При этом неисправности автотранспортной техники приводят к наиболее тяжким дорожно-транспортным происшествиям. Такие ДТП ежегодно уносят жизни до 1000 человек, а ущерб от них до 10 млрд. рублей.

## Содержание

Введение	
Глава 1. Конструктивная безопасность транспортных средств.....6	6
1.1. Активная безопасность транспортных средств.....6	6
1.1.1. Тягово-скоростные свойства.....6	6
1.1.2. Тормозные свойства.....10	10
1.1.2.1. Исследование тормозных качеств транспортных средств.....13	13
1.1.2.2 Остановочный путь.....26	26
1.1.3. Устойчивость, управляемость и информативность автотранспортных средств.....31	31
1.1.3.1. Устойчивость.....31	31
1.1.3.2. Управляемость.....42	42
1.1.3.3. Поворачиваемость.....46	46
1.1.4. Гидроскольжение (аквапланирование).....50	50
1.1.5. Информативность.....51	51
1.2. Пассивная безопасность.....54	54
1.3. Послеаварийная безопасность.....55	55
1.4. Экологическая безопасность.....56	56
Глава 2. Исследования тормозных качеств автотранспортных средств.....57	57
2.1. Тормозные качества автотранспортных средств.....57	57
2.2. Анализ отечественных и международных нормативных документов, регламентирующих тормозные свойства автотранспортных средств.....59	59
2.3. Анализ транспортных происшествий связанных с техническим состоянием тормозных систем.....69	69
2.4. Критерии оценки тормозных свойств автотранспортных средств.....71	71
2.4.1. Методы и средства диагностирования тормозных систем.....75	75
2.5. Исследование дисковых тормозных устройств автотранспортных средств.....92	92
2.6 Анализ тормозных устройств применяемых на автотранспортных средствах.....97	97

2.7. Исследование систем повышения тормозной динамичности автотранспортных средств.....	110
2.8. Анализ современных разработок антиблокировочных систем автомобилей.....	121
2.8.1. Антиблокировочные системы отечественного производства.....	133
Глава 3. Разработка тормозных устройств автотранспортных средств...	137
3.1. Тормозное устройство для передней оси автомобиля.....	137
3.2. Тормозное устройство для промежуточной и задней осей автомобиля.....	138
3.3. Тормозное устройство для автомобилей большой габаритной длины.....	153
3.4. Разработка и исследование антиблокировочной системы.....	156
Глава 4. Экологическая безопасность автотранспортных средств.....	160
4.1. Влияние автотранспортных средств на окружающую среду.....	160
4.1.1. Влияние отработавших газов автотранспортных средств.....	161
4.1.2. Воздействие транспортного шума и вибраций.....	166
4.2. Мировые тенденции контроля показателей вредных выбросов.....	174
4.3. Обзор современных подходов к регулированию выбросов вредных веществ автотранспортом в странах ЕЭС и России.....	175
4.3.1. Требования к газобаллонным автомобилям и газобаллонному оборудованию.....	179
4.4. Мероприятия по предотвращению и уменьшению вредного воздействия автотранспортных средств.....	182
4.4.1. Применение альтернативных топлив на автотранспортных средствах.....	1
Литература.....	190

## **Глава 1. Конструктивная безопасность транспортных средств**

Безопасность транспортного средства обеспечивается его конструктивно-эксплуатационными свойствами, которые позволяют водителю уверенно управлять им, разгоняться и тормозить с необходимой интенсивностью, совершать экстренные маневры. При этом конструкция ТС способствует повышению безопасности движения и снижению тяжести последствий ДТП.

Различают активную, пассивную, послеаварийную и экологическую безопасность транспортного средства.

### **1.1. Активная безопасность транспортных средств**

Активная безопасность – это свойство транспортного средства снижать (или полностью предотвращать) вероятность возникновения ДТП. Оно проявляется в период, когда в опасной дорожной обстановке водитель еще может изменить характер движения ТС. Активная безопасность связана с компоновочными параметрами ТС (габаритами и массой), тягово-скоростными и тормозными свойствами, устойчивостью, управляемостью и информативностью.

#### **1.1.1. Тягово-скоростные свойства**

*Тягово-скоростные свойства* — это приспособленность ТС двигаться на маршруте с высокой средней скоростью. Чем оно динамичнее, тем быстрее перевозит пассажиров и грузы, разгоняется и тормозит, сокращает время на передвижение, выполнение обгона. Тягово-скоростные свойства зависят от мощности двигателя во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала, от передаточного числа трансмиссии, от потерь энергии на трение между деталями. Они характеризуются несколькими показателями — максимальной скоростью движения, временем разгона до определенной скорости, а также временем прохождения заданного участка (например, 1 км с места) и т.д.

При движении ТС непрерывно меняются дорожные условия — тип и состояние покрытия, уклоны, сила и направление ветра. Постоянно меняется скорость и

тяговая сила. Вместе с тем высокие тягово-скоростные свойства современного ТС можно использовать только в пределах выполнения требований Правил и при хорошей профессиональной подготовке водителя.

Движение ТС происходит в результате действия на него движущих сил и сил, оказывающих сопротивление движению (рисунок 1.1).

Основной движущей силой является тяговая сила  $F$ , приложенная к ведущим колесам. Она возникает в результате работы двигателя и взаимодействия ведущих колес с дорогой. При передаче энергии от двигателя к ведущим колесам часть ее затрачивается на преодоление трения между зубьями шестерен коробки передач и ведущего моста, в подшипниках и сальниках, а также на разбрызгивание масла в картерах. Поэтому мощность, подводимая к ведущим колесам, меньше мощности двигателя. Чем тщательнее отрегулированы агрегаты трансмиссии и ходовой части, тем меньше потери мощности.

К силам, препятствующим движению ТС, относятся: сила сопротивления качению  $F_K$ , сила сопротивления подъему  $F_{\Pi}$ , сила сопротивления воздуха  $F_B$ , сила инерции  $F_{И}$ .

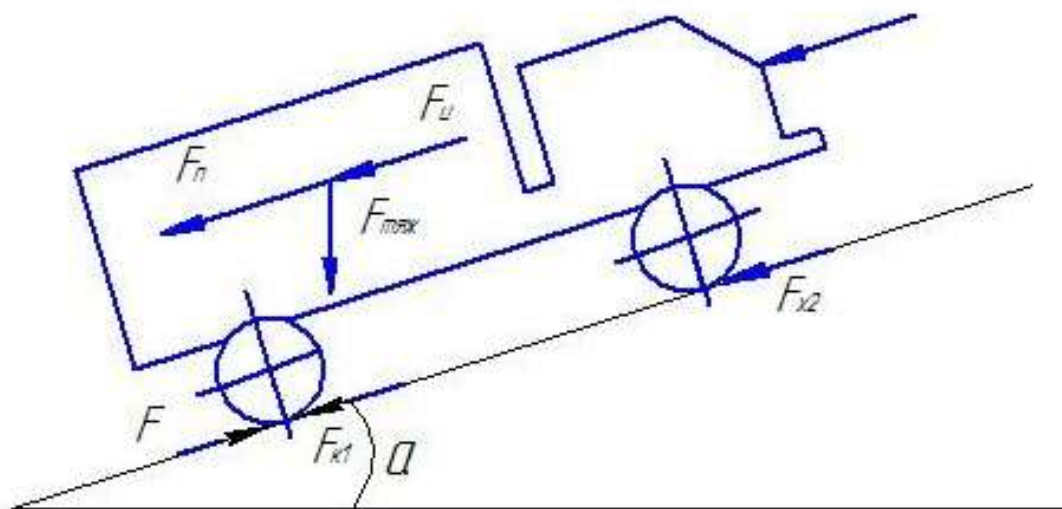


Рисунок 1.1 – Силы действующие на движущее транспортное средство

Связь между силами сопротивления движению автомобиля и тяговой силой следующая:

$$F = F_K \pm F_{\Pi} + F_B \pm F_{И} \quad (1.1)$$

Эта формула позволяет установить, как тяговая сила распределяется по различным видам сопротивлений.

Сила сопротивления качению  $F_K$  равна сумме сил сопротивления качению всех колес. Для негоризонтальной дороги она выражается в виде

$$F_R = fmg \cos \alpha \quad (1.2)$$

где  $f$  — коэффициент сопротивления качению;

$m$  — масса ТС, кг;

$g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\alpha$  — угол наклона местности, градусы.

Коэффициент  $f$  зависит от конструкции шины и давления в ней, скорости движения, но главное влияние на него оказывают качество и состояние дорожного покрытия. (таблица 1.1). Сила сопротивления подъему

$$F_{II} = mg \sin \alpha \quad (1.3)$$

Таблица 1.1 – Значения коэффициента сопротивления качению

Покрытие дороги	$f$
Асфальтобетонное	0,014 – 0,020
Щебеночное	0,055 – 0,060
Песчаное	0,1 – 0,3
Грунтовая дорога	0,055 – 0,15
Гололедица	0,030 – 0,1

При движении ТС на спуске эта сила является движущей, и в формуле (3.1) ее нужно учитывать со знаком «минус».

Сила сопротивления воздуха  $F_B$  зависит главным образом от скорости движения ТС, его обтекаемости, площади поперечного сечения, плотности воздуха. Она определяется по формуле:

$$F_B = CA\rho V^2/2, \quad (1.4)$$

где  $C$  — безразмерный коэффициент сопротивления, определяемый экспериментально;



$\rho$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$V$  — скорость движения ТС, м/с;

$A$  — наибольшее поперечное сечение ТС, м<sup>2</sup>.

При перевозке груза, габариты которого изменяют форму и лобовую площадь ТС, при буксировке прицепов — сопротивление воздуха увеличивается. Вместе с тем ее значение на скоростях движения до 80 км/ч не превышает 4-6% общего сопротивления движению ТС, и ее часто в расчет не принимают. Для снижения ее влияния на движение ТС кузову придают плавные очертания, способствующие хорошей обтекаемости.

Сила инерции  $F_{И}$  возникает при всяком изменении скорости движения ТС. Она тем больше, чем больше его масса и ускорение

$$F_{И} = mj, \quad (1.5)$$

где  $j$  — ускорение (замедление) ТС, м/с<sup>2</sup>.

ТС большую часть времени движется неравномерно, особенно в городах, где водитель почти непрерывно его разгоняет или замедляет. Вместе с изменением скорости меняется и сила инерции. На «преодоление» расходуется часть тяговой силы. При движении ТС вкатом или при торможении, сила инерции действует по направлению его движения, суммируясь с тяговой силой, и наоборот.

Если сумма всех сил сопротивления превысит тяговую силу, то движение ТС замедляется, и оно может остановиться. Для увеличения тяговой силы водитель увеличивает подачу топлива в цилиндры двигателя или включает понижающую передачу. Наибольшее значение тяговой силы ограничено сцеплением шин ведущих колес с дорогой. Сила сцепления определяется по формуле:

$$F_{сц} = \varphi mg \cos\alpha, \quad (1.6)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сцепления колес с поверхностью дороги (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Значения коэффициентов сцепления

Покрытие дороги	φ	
	сухая поверхность	мокрая поверхность
Асфальтобетонное	0,7-0,8	0,4-0,6
Щебеночное	0,6-0,7	0,3-0,5
Песчаное	0,5-0,6	0,4-0,5
Грунтовая дорога	0,5-0,6	0,2-0,4
Гололедица	0,05-0,3	—

Если к ведущим колесам приложена тяговая сила, большая чем сила сцепления, то ведущие колеса пробуксовывают. ТС со всеми ведущими колесами могут реализовать относительно большую по значению тяговую силу, поэтому их называют транспортными средствами повышенной проходимости.

Разгон и торможение ТС с максимальным ускорением довольно редки, так как при этом возникают большие инерционные силы. Они неблагоприятно действуют на водителя, пассажиров и способны сместить груз. Обычно ускорения не превышают 50 – 80% от максимального значения и составляют при разгоне 0,5 – 1,5 м/с<sup>2</sup>. Предельного значения (6 – 8 м/с<sup>2</sup>) они достигают лишь в редких случаях, например при выходе из опасных ситуаций.

### 1.1.2. Тормозные свойства

Тормозная система автотранспортных средств изучалась с момента первых разработок автомобилей как транспортных средств и применения их для перевозки грузов и пассажиров. Этому вопросу посвящено значительное число работ российских и зарубежных ученых.

Теоретическому и экспериментальному исследованию вопросов, связанных с повышением конструктивной безопасности при торможении, посвящены работы Д.П. Великанова, С.В. Вахменцева, А.Б. Гредескула, Б.Б. Генбома, Л.В. Гуревича, Г.И. Клинковштейна, А.Ф. Мащенко, Р.А. Меламуда, Пауль (M.Pauly), В.Г. Розанова, А. Слибар (A.Slibar), Д.А. Соцкова, Б.Ф. Юдакова и других российских и зарубежных ученых.

Тормозные качества являются одними из главных показателей безопасности движения автомобиля, которые в современных условиях всевозрастающих скоростей и интенсивности движения на дорогах приобретают первостепенное значение. Эффективность действия тормозов существенно влияет и на главный эксплуатационный показатель – производительность автомобиля.

Это объясняется тем, что производительность автомобиля прямопропорциональна технической скорости автомобиля, а высокие показатели последней могут быть получены только при надежных и высокоэффективных тормозах, обеспечивающих уверенную работу водителя. Поэтому при создании новых моделей автомобилей, как в Российской Федерации, так и за рубежом, научные работники, конструкторы и испытатели автомобилей большое внимание уделяют улучшению конструкции тормозных механизмов. Для этого применяется регулятор тормозных сил, антиблокировочная система ABS с электронным распределением тормозных сил EBV, чтобы избежать блокирования колес. Это не только сокращает тормозной путь на однородном дорожном покрытии, но и дает возможность сохранить управляемость. Brake Assist System (BAS) в ситуациях экстренного торможения примерно на 40% снижает необходимое для активации ABS тормозное усилие. BAS помогает водителю в критической ситуации реализовать максимальное усилие на педали тормоза в первые же мгновения экстренной остановки. Electronic Stability Programm (ESP) расшифровывается как электронная система контроля устойчивости автомобиля. Благодаря всевозможным датчикам ESP в критический момент притормаживает одно или несколько колес, препятствуя развитию заноса задней оси или сносу передней оси, Sensotronic Brake Control (SBC) система управления тормозами является следующим шагом прогресса вслед за ABS, ESP и Brake Assist и другими.

Однако совершенствование тормозов, повышение их расчетной мощности хотя и имеет большое значение, но не решает полностью проблему снижения аварийности и транспортного травматизма. Необходимо, чтобы в условиях эксплуатации обеспечивался высокий уровень технического состояния тормозов, максимально использовались тормозные качества, обеспечиваемые конструкцией автомобиля.

Между тем при эксплуатации автомобилей еще не уделяется должного внимания техническому состоянию тормозов, а средние показатели эффективности действия тормозов автомобилей, находящихся в эксплуатации, далеки от реально возможных.

В подавляющем количестве дорожных происшествий (до 50%), возникших в результате технических неисправностей автомобилей, основной причиной является выход из строя тормозной системы.

В остальных случаях (как показывает анализ материалов дорожных происшествий) некоторые из происшествий можно было бы предотвратить, если бы действие тормозной системы было более эффективно. Недостаточный уровень тормозных качеств автомобилей и использование автомобилей с неисправными тормозами в значительной мере объясняются неудовлетворительным контролем технического состояния тормозов автомобилей как на автотранспортных предприятиях, так и в государственной инспекции по безопасности дорожного движения (ГИБДД). Недостаточность контроля вызвана тем, что в течение длительного времени не было необходимых контрольных приборов, технически обоснованных нормативов и методики проверки эффективности действия тормозов.

Официальным требованием к эффективности действия тормозов автомобилей в эксплуатационных условиях является ГОСТ Р 51709-2001. Отсутствие объективного контроля тормозов не давало возможности накопить фактический материал, характеризующий влияние эксплуатационных условий на торможение автомобиля, и способствовало как существованию нереальных нормативов, так и недостаточному вниманию к техническому состоянию тормозов со стороны работников автомобильного транспорта.

Таким образом, в числе важнейших задач, решение которых необходимо для успешной борьбы за безопасность движения, одним из важных является обеспечение высоких тормозных качеств автотранспортных средств. Для решения этой задачи необходима разработка новых конструкций тормозов, отвечающих современным требованиям безопасности, и исследовательская работа,

обобщающая и анализирующая материалы о тормозных качествах различных типов автомобилей в характерных условиях эксплуатации.

Лишь на основе таких данных могут быть разработаны требования по улучшению конструкции тормозных механизмов, усовершенствованы нормативы и методы проверки тормозов, а также решены некоторые другие вопросы обеспечения безопасности движения.

### 1.1.2.1. Исследование тормозных качеств транспортных средств

Высокая эффективность тормозов понимается как возможность останавливать АТС на кратчайшем пути без заноса, что для безопасности вождения имеет важное значение.

При торможении кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс ТС преобразовывается тормозным устройством в работу торможения, переходящую в тепловую энергию.

Решение упрощенной математической модели процесса торможения дает конкретные выводы для анализа и определения некоторых тормозных факторов и их влияния на безопасность движения. Процесс торможения на горизонтальной дороге можно представить следующей математической моделью:

$$E = A_T$$

где  $E$  – кинетическая энергия автомобиля;

$A_T$  – работа торможения.

Заменив  $E$  и  $A_T$  их эквивалентами, получим или после преобразования

$$\frac{G_a V^2}{2g} = G_a \varphi S_T$$

или после преобразования

$$S_T = \frac{V^2}{2g\varphi} \quad (1.7)$$

$$S_T = \frac{V^2}{254\varphi} \quad (1.8)$$

где  $S_T$  – тормозной путь автомобиля, м;

$V$  – скорость движения автомобиля в момент торможения, м/с (1.7), км/ч

(1.8);

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$G_a$  – масса транспортного средства;

$g$  – 9,8 м/с<sup>2</sup>.

Полученная зависимость тормозного пути не точно выражает процесс торможения, хотя и имеет допустимую погрешность для практики. Кроме того, она не учитывает массы автомобиля, а максимально возможная тормозная сила ограничивается сцеплением шин с дорожным покрытием, то есть.

$$P_{Tmax} = G_a \varphi,$$

где  $P_{Tmax}$  – тормозная сила, равная силе сцепления колес с дорогой —  $P_{сц}$ .

При торможении АТС, движущегося со скоростью  $V$ , уравнение действующих на него сил имеет вид

$$P_{И} = P_T + P_W + P_{\eta} + P_f + P_i,$$

где  $P_{И}$  – сила инерции масс АТС;

$P_T$  – суммарная тормозная сила, создаваемая тормозными системами, приведенная к радиусу  $r$  качения колеса;

$P_f$  – сила сопротивления качению;

$P_W$  – аэродинамическое сопротивление;

$P_{\eta}$  – сила сопротивления трения в элементах автомобиля;

$P_i$  – составляющая на уклоне дороги: при движении на спуске берется со знаком «минус», при движении на подъеме — «плюс».

Силы  $P_W$ ,  $P_{\eta}$ ,  $P_f$  обычно не превышают 8...10% общего сопротивления движению и суммарное действие их частично компенсируется влиянием спо-

собствующей движению силы инерции вращающихся масс, которая при замедлении  $4...6 \text{ м/с}^2$  составляет  $6...8\%$  общего сопротивления движению. Основной силой, вызывающей замедление автомобиля, служит тормозная сила  $P_T$ , составляющая от  $96$  до  $98\%$  общего сопротивления движению.

При определении возникающих замедлений и пути торможения пользуются упрощенным уравнением тормозного баланса

$$P_{И} = P_T \pm P_i$$

а на горизонтальной дороге

$$P_{И} = P_T$$

Тормозная сила может быть определена на тормозных стендах, например роликовых, имеющих наибольшее применение в практике, или по формуле

$$P_T = M_T / r$$

где  $M_T$  – суммарный тормозной момент;

$r$  – радиус колеса.

Тормозной путь  $S_N$  определяют по формуле

$$S_T = \frac{V^2}{26j} \quad (1.9)$$

где  $j$  — замедление автомобиля при торможении,  $\text{м/с}^2$ , определяемое деселерометром.

Она получена из формулы (1.7), в которой произведение  $g\phi$  заменено на  $j$ , так как

$$j = g\phi \quad , \quad (1.10)$$

а коэффициент  $26$  (произведение  $2 \times 3,6^2$ ) определяет тормозной путь, если скорость движения автомобиля берется в  $\text{км/ч}$ .

Для практических целей в условиях эксплуатации, а также в случаях автотехнической экспертизы формул (1.7) и (1.8), как не учитывающие влияние на эффективность торможения массы АТС и снижения эффективности тормозов из-за износа деталей тормозов и шин, корректируют коэффициентом эффективности торможения  $K_{\text{Э}}$ .

Примерные значения  $K_{\text{Э}}$  при  $\varphi = 0,7$  даны в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Значение коэффициента эффективности торможения

Автомобили	Без нагрузки	С нагрузкой
Легковые	1,1...1,15	1,15 1,2
Грузовые с максимальной массой до 10 т и автобусы длиной до 7,5 м	1,1...1,3	1,5... 1,6
Грузовые с максимальной массой свыше 10 т и автобусы длиной более 7,5 м	1,4...1,6	1,6..1,8

С учетом  $K_{\text{Э}}$  формулы 1.8, 1.9, 1.10 будут иметь вид:

$$S_T = \frac{K_{\text{Э}} V^2}{254 j} ;$$

$$S_T = \frac{K_{\text{Э}} V^2}{26 j} ;$$

$$j = g\varphi / K_{\text{Э}} .$$

При  $\varphi \leq 0,4$  у любого автомобиля тормозные силы достаточны для скольжения всех колес, поэтому  $K_{\text{Э}}$  принимают равным единице.

Введение коэффициента  $K_{\text{Э}}$  связано с учетом влияния на тормозной путь массы АТС и других эксплуатационных и конструктивных факторов. При торможении автомобиля трудно достичь одновременной блокировки всех колес, а чаще всего отдельные колеса вообще не блокируются. Следовательно, колесом, не получающим требуемого тормозного усилия (неюзащим), не полностью используется тормозная сила. Это приводит к увеличению тормозного пути.

Такая неэффективная работа тормозной системы современных автомобилей – явление почти неизбежное из-за ряда причин: конструктивного и техно-



логического несовершенства, изменения технического состояния элементов тормозной системы, в том числе и шин в результате их износа, загрязнения и др. Устранение отмеченных недостатков является своего рода резервом в повышении эффективности тормозных систем в будущем.

Дорожные контрольные испытания по определению фактического тормозного пути и замедления проводят в соответствии с ГОСТ Р 51709 - 2001

Тормозная сила зависит от массы ( $G_a$ ) АТС и коэффициента сцепления ( $\varphi$ ). Значение коэффициента сцепления для безопасности движения велико, так как от его величины зависят такие важные факторы, как эффективность торможения, устойчивость, управляемость, динамичность. Различают два вида коэффициента сцепления.

Коэффициент продольного сцепления  $\varphi_x$  реализует на площади контакта шины с дорогой тяговое или тормозное усилие, действующее в продольной плоскости колеса

$$\varphi_x = \frac{P_{K \max}}{G}$$

где  $P_{K \max}$  – максимальная продольная сила заблокированного колеса, развиваемая в площади контакта шины с дорогой (фиксируемая динамометром при буксировке динамометрической тележки ПКРС-2)\*;

$G$  – вертикальная нагрузка на колесо (масса ПКРС – 2).

Коэффициент поперечного сцепления  $\varphi_y$  обеспечивает реакцию боковой нагрузки на колесо, т. е. противодействие возмущающим силам: центробежной, ветра и другим, стремящимся вызвать боковое скольжение АТС.

Оба коэффициента  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  связаны между собой зависимостью

$$\varphi^2 = \varphi_x^2 + \varphi_y^2 \quad \text{или} \quad \varphi = \sqrt{\varphi_x^2 + \varphi_y^2} \quad (1.11)$$

где  $\varphi$  — результирующий коэффициент сцепления колеса с дорогой, причем  $\varphi = \varphi_x$  если  $\varphi_y = 0$ .

Если колесо не нагружено боковыми возмущающими силами (центробежной, составляющей  $G$  при поперечном уклоне дороги, силой ветра), то  $\varphi = \varphi_y$  ( $\varphi_x = 0$ ). В этом случае оно передает только тормозную (колесо заблокировано) или тяговую силу.

От величины коэффициентов  $\varphi$ ,  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$ , зависит значение реакций в площади контакта шины с дорогой ( $R$  — равнодействующей,  $R_x$  — продольной и  $R_y$  — поперечной) и соответственно этим реакциям равнодействующей силы  $X$ , тормозной или тяговой  $X_T$  и боковой  $Y$ , поэтому аналогично зависимости (1.5) можно записать значение равнодействующей реакции

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

или равнодействующей силы

$$X = \sqrt{X_T^2 + Y^2}$$

Соотношение максимальных значений коэффициентов продольного и поперечного сцеплений тормозной  $X_T$  и поперечной  $Y$  сил и их реакций показано на рисунке 1.2.

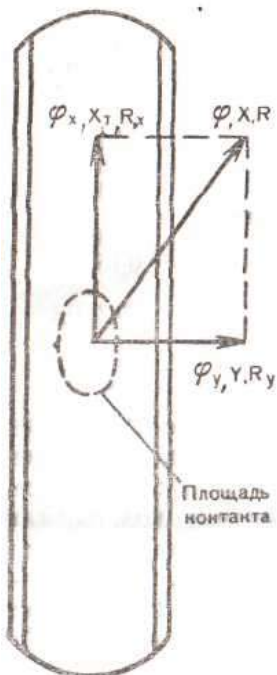


Рисунок 1.2 – Соотношение максимальных значений коэффициентов продольного  $R_x$  и поперечного  $R_y$ , сцеплений тормозной и поперечной сил и их реакций

Коэффициент сцепления характеризует величину силы сцепления колеса с дорогой как часть вертикальной нагрузки на него.

Это единая сила, которую можно использовать как для создания тяговой или тормозной силы, действующей как на площади контакта колеса с дорогой, так и для противодействия боковым возмущающим силам при их появлении. Деление  $\varphi$  на  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  – условное понятие, не обозначающее существование соответственно и двух сил сцепления. Такое деление свидетельствует, что если сила сцепления в площади контакта колеса с дорогой недостаточна, например из-за скользкой дороги, то ее может не хватить для одновременного создания тяговой или тормозной силы и одновременного противодействия боковой силе. В таком случае торможение и движение может привести к заносу. Поэтому при заносе надо действовать по правилу: брось газ или тормоз, т. е. не расходуй силу имеющегося сцепления, незначительную по величине, на создание тяги или торможения, если ее одновременно не хватает и на обеспечение боковой устойчивости автомобиля.

Коэффициент сцепления – одна из основных величин, характеризующих эксплуатационные качества дорожных покрытий. Так, например, при  $\varphi \leq 0,4$  и менее дорожные условия опасны для движения транспорта. По его величине определяют безопасную скорость движения автомобиля. Нормированные значения  $\varphi$  даются в СНиП.

Коэффициент сцепления значительно меняется с изменением типа дорожного покрытия и его состояния, но это не единственные причины его изменения. На снижение коэффициента оказывает влияние скорость движения, степень скольжения колеса, тип рисунка и свойства резины протектора, а также многое другое. Увеличение скорости движения автомобиля значительно уменьшает коэффициент сцепления. Это объясняется уменьшением времени контакта колеса с дорогой, что снижает эффект взаимодействия резины с покрытием. Одновременно с увеличением частоты вращения колеса увеличивается частота отрыва его от дороги из-за ее неровностей и, следовательно, пребывание колеса вне контакта с дорогой. Снижение коэффициента сцепления с

увеличением скорости движения от 20 до 80 км/ч составляет в среднем 11...21% на сухой дороге и 40...50% на мокрой. Конечно, анализ изменения  $\varphi$  от некоторых факторов не охватывает всех тонкостей этого сложного процесса – трения в плоскости контакта шины с дорогой. Известны примеры и некоторого увеличения  $\varphi$  при росте  $V$  или нагрузки на колесо.

Зависимость коэффициента сцепления от степени проскальзывания колеса показана на рисунке 1.3.

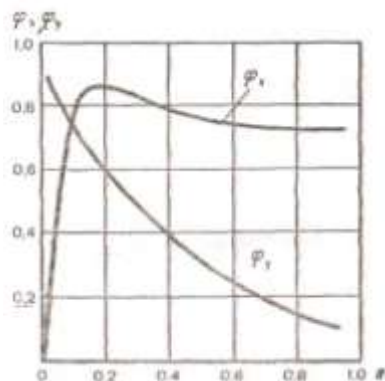


Рисунок 1.3 – Зависимость коэффициентов продольного  $\varphi_x$  и поперечного  $\varphi_y$  сцеплений от коэффициента скольжения колеса  $\varepsilon$

Коэффициент скольжения колеса определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{V_A - \omega_R r}{V_A}$$

где  $V_A$  — линейная скорость центра колеса, то есть автомобиля;

$\omega_K$  — угловая скорость колеса;

$r$  — радиус колеса.

При  $V_A = \omega_K r$  имеет место чистое качение колеса, в этом случае  $\varepsilon = 0$ . При  $\varepsilon = 1$  будет юз колеса.

Как видно из кривой  $\varphi_x$ , его максимальное значение соответствует проскальзыванию колеса в пределах 15...20%. При анализе характера изменения коэффициента сцепления (рисунок 1.3), от величины которого зависит тормозная сила и ее реакция, и следовательно, и эффективность торможения, видно, что его максимальное значение бывает при 15...20% проскальзывания шины ( $\varepsilon$

$= 0,15...0,20$ ). Поэтому наиболее эффективная работа тормоза, то есть. наименьший тормозной путь будет получен только в случае работы тормозной системы в режиме, обеспечивающем такое проскальзывание тормозящихся колес. Таким образом, торможение с юзом ( $\epsilon = 1$ ) проходит при меньшем значении, а, следовательно, приведет к некоторому (10...12%) возрастанию тормозного пути  $S_T$ .

Обеспечить работу тормозной системы в режиме постоянного значения проскальзывания шин 15...20% можно только с помощью антиблокировочной системы (АБС), дающей следящий эффект за изменением  $\phi_{\chi}$  соответственно этому управляющей тормозной силой, подводимой к тормозным колодкам. В практике эксплуатации автотранспортных средств используют другие средства безопасного торможения, то есть торможение без юза.

Эффективность торможения без юза в общем виде объясняется работой тормозящихся колес в режиме максимального значения  $\phi$  (рисунок 9) или работой тормозящегося колеса в режиме, обеспечивающем использование в площади контакта колеса с дорогой трения покоя, а не трения скольжения, которое будет при юзе то есть при  $\epsilon = 1$  (рисунок 2.3).

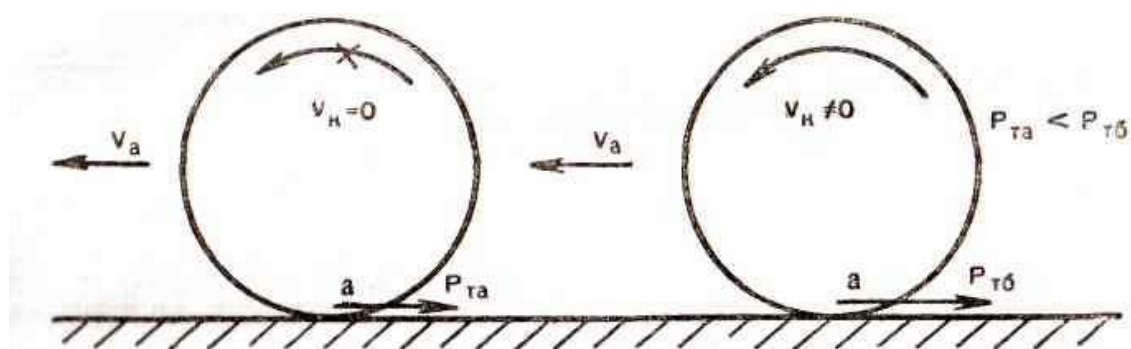


Рисунок 1.4 – Торможение колеса с юзом (а) и без юза (б)

Особенности торможения с юзом и без юза следующие:

	Торможение	
	с юзом	без юза
Поступательная скорость автомобиля	$V_A$	$V_A$
Окружная скорость колеса	$V_K = 0$	$V_K \neq 0$
Состояние тормозящегося колеса	Юз	Юза нет
Вид трения в площади контакта колеса	Скольжение покоя	
Соотношение коэффициентов трения	$\varphi_A < \varphi_B$	
тормозных сил	$P_{TA} < P_{TB}$	
Соотношение тормозного пути	$S_{TA} > S_{TB}$	
Сопутствующие факторы при торможении: потери кинетической энергии АТС на преодоление трения в подшипниках трансмиссии, взбалтывание масла и др.	нет	есть
Влияние сопутствующих факторов на тормозной путь	нет	уменьшает
Уменьшение коэффициента трения в площади «а» из-за нагрева резины протек тора	есть	нет
Влияние указанного явления на тормозной путь	увеличивает	нет
Потери кинетической энергии на нагрев тормозных колодок, барабанов и других	нет	есть
Влияние фактора предыдущей позиции на тормозной путь	нет	уменьшает

В рассматриваемой схеме в качестве методического приема, позволяющего яснее и проще представить существование трения покоя в площади контакта шины с дорогой можно привести пример работы гусеницы трактора (рисунок 1.5).

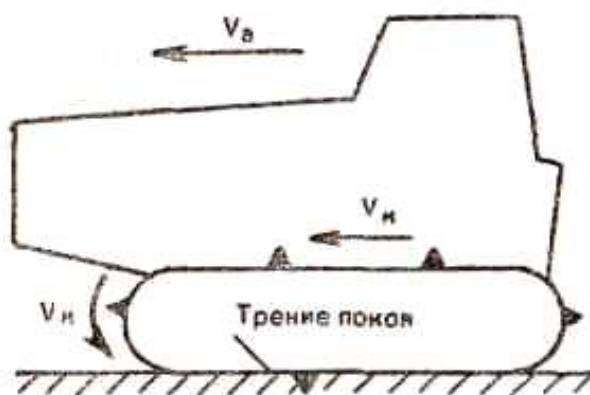


Рисунок 1.5 – Неподвижность нижней ветви гусеницы трактора относительно грунта при действии между ними трения покоя

У вращающейся гусеницы при движении трактора траки (шпоры), находящиеся в контакте с дорогой, неподвижны относительно последней, хотя и участвуют в общем движении гусеницы, то есть, имеют окружную скорость  $V_k$ . Следовательно, в плоскости контакта гусеницы при ее работе действует трение покоя. Шина работает по принципу гусеницы, только имеет значительно меньшую длину.

Уменьшение площади скольжения колеса в плоскости контакта с дорогой от влияния юза, а следовательно, и уменьшение  $\phi$  показаны на рисунке 1.6.

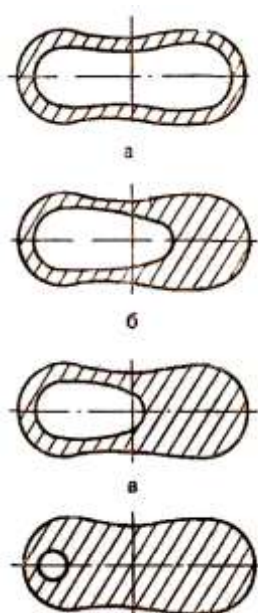


Рисунок 1.6 – Площадь скольжения (заштрихованная зона) в контакте тормозящего колеса с дорогой

Максимальная эффективность тормозов достигается при степени скольжения колеса в площади контакта с дорогой в пределах 15...20%.

Для практической деятельности водителей имеет важное значение освоение способов торможения, исключая юз колеса. В практике вождения транспортных автомобилей обычно используют пять способов торможения: плавный, резкий, прерывистый, ступенчатый, вариативный

Он создает наименьшие нагрузки на детали автомобиля, исключает сложные ситуации в дорожном движении, но применим при наличии у водителя достаточных по времени условий, определяющих дорожную ситуацию. На сухом покрытии при торможении этим способом водитель плавно и постепенно уве-

личивает усилие на педали тормоза, не превышая интенсивности замедления  $2 \text{ м/с}^2$ , а на скользком покрытии с учетом возможного юза колес. Обычно такое торможение называют *служебным* и его чаще других применяют водители.

**Плавный способ** – основной в работе водителей (рисунок 1.7)

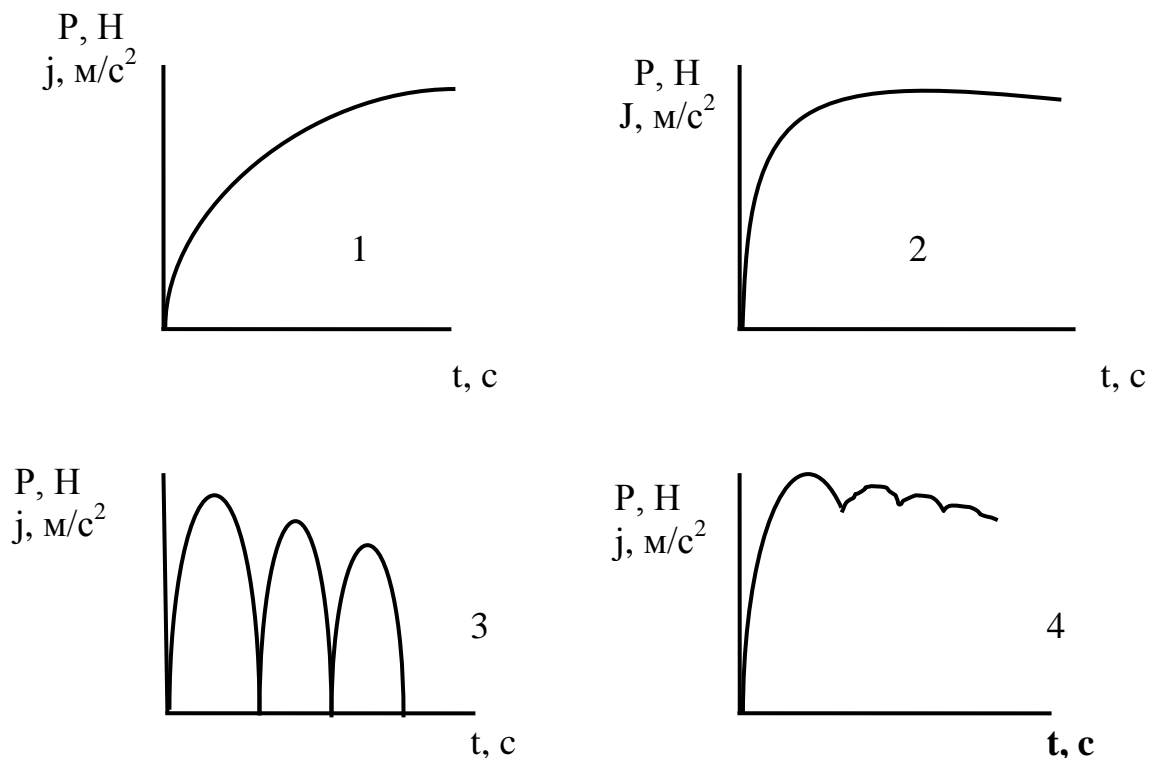


Рисунок 1.7 – Способы торможения:

1 – плавное; 2 – резкое; 3 – прерывистое; 4 – ступенчатое;

P – усилие на педали тормоза, Н;

j – замедление автомобиля,  $\text{м/с}^2$ ;

t – время, с,

**Резкий способ** торможения используют для экстренного замедления движения АТС. Водитель очень быстро прикладывает к педали максимально возможное усилие, блокирующее колеса, что в определенных ситуациях может повлечь ДТП из-за заноса автомобиля, увеличения тормозного пути и потери управляемости. Использование резкого торможения допустимо только при частичном торможении, то есть для некоторого снижения скорости, а не для полной остановки из-за наступающего юза, а следовательно, необходимости пре-



кратить торможение.

Для полной остановки АТС в критической ситуации необходим; применять *прерывистый способ* торможения. Сущность его состоит в том, что после резкого и сильного нажатия на педаль и, следовательно, перехода колес в режим юза водитель резко отпускает педаль тормоза, прекращая и торможение, затем действие повторяется несколько раз.

*Ступенчатое торможение* наиболее эффективно в критических ситуациях. Им пользуются автоспортсмены. Этот способ более сложен по технике исполнения. Поэтому обеспечение автоматического инстинктивного применения его в критических ситуациях требует длительной тренировки.

Отличие ступенчатого торможения от прерывистого состоит в том, что педаль тормоза после резкого сильного нажатия на нее не полностью освобождается, а только настолько, чтобы убрать юз, после чего усилие на педали снова увеличивается и так далее. В такой сложной ситуации для обеспечения устойчивости автомобиля пользуются и рулевым колесом

Ступенчатое торможение позволяет найти методом последовательного приближения то самое точно выверенное тормозное усилие на педали, обеспечивающее оптимальное торможение в данных условиях.

Таким образом, как прерывистый способ торможения, так и ступенчатый обеспечивают более эффективную работу тормозов за счет меньшего времени пребывания колес в состоянии юза. Поэтому важно в любом случае торможения не допускать юза колес.

Ориентировочные значения эффективности торможения, выраженные через величину тормозного пути, получены экспериментальным путем на участке дороги с коэффициентом сцепления 0,5 для автомобиля ГАЗ-31. Торможение проводилось каждым способом 10... 15 раз при скоростях 30, 45, 60, 75, 90 км/ч (таблица 1.4).

Приведенные значения тормозного пути соответствуют для «среднего» водителя. Водители, владеющие в совершенстве приемами торможения, могут добиться на 15...20% лучших результатов, то есть меньшего тормозного пути.

Удобен и надежен на скользкой дороге комбинированный способ торможения путем плавного уменьшения частоты вращения коленчатого вала при одновременном использовании ножного тормоза.

Таблица 1.4 – Изменение тормозного пути при разных способах торможения

Способ торможения	Тормозной путь в м, при разной скорости, км/ч в момент торможения				
	30	45	60	75	90
Плавное	29	59	116	170	240
Резкое	28	57	112	162	238
Прерывистое	24	50	98	142	206
Ступенчатое	25	45	94	137	200

Вариативный способ торможения заключается в том, что водитель применяет разные варианты изменения усилия на педали тормоза. Его используют как для служебного, так и для экстренного торможения в условиях различно чередующихся покрытий проезжей части: асфальта, щебня, снега, льда, песка, грунта, а также на дороге с неровностями.

### 1.1.2.2 Остановочный путь

Для обеспечения безопасности движения важное значение имеет не только понятие о тормозном пути  $S_T$  но и об остановочном пути  $S_0$ , пройденном АТС от момента фиксации водителем опасности до полной остановки АТС (рисунок 1.8).

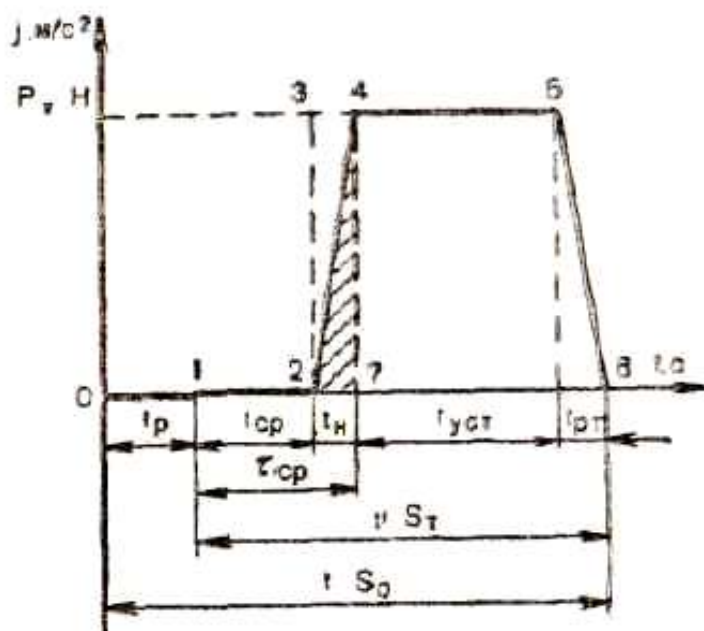


Рисунок 1.8 – Тормозная диаграмма:

- $P_T$  – тормозное усилие колес;
- $j$  – замедление транспортного средства;
- $t$  – время;
- $\tau$  – время срабатывания

Понятие остановочного пути не предусмотрено ГОСТом, тем не менее оно применяется в безопасности дорожного движения (БДД). Из рисунка видно, что  $S_O > S_T$  и отличается на величину пути, проходимого АТС за время реакции водителя  $t_p$  и время срабатывания тормозов  $\tau_{CP}$ . Время реакции водителя может изменяться от 0,4 до 1,2 секунды (некоторых случаях и больше). В расчетах его принимают равным 0,8 с.

Остановочный путь находят по формуле (с учетом угла подъема или спуска  $\alpha$ , на котором осуществляется торможение).

$$S_O = (t_p + \tau_{CP}) \frac{V}{3,6} + \frac{K_3 V^2}{254(\varphi \cos \alpha \pm \sin \alpha)}$$

Тормозная диаграмма (рисунок 2.7) представляет графическую зависимость замедления (2.4) или тормозной силы от времени. Замедление при испытании тормозов определяют деселерометром модели 1155.

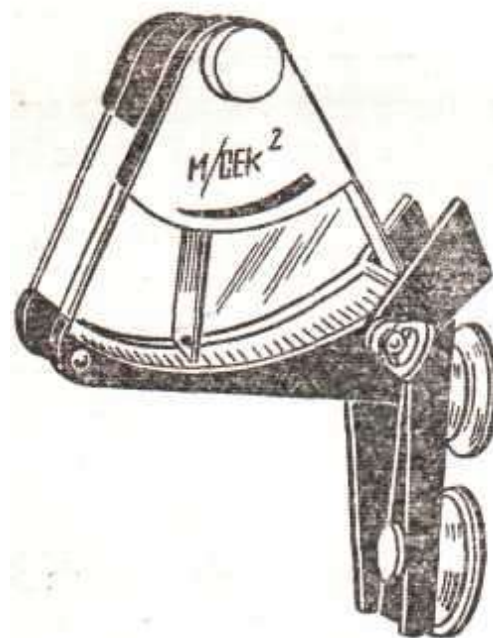


Рисунок 1.9 – Деселерометр

Тормозную силу  $P_T$  определяют с помощью различных тормозных

стендов. Наибольшее распространение из них получили роликовые стенды, которые чаще встречаются в автотранспортных предприятиях на диагностических постах. Требования к стендовому оборудованию для проверки тормозных систем автотранспортных средств приведены в ГОСТ Р 51709 – 2001. Там же указана и методика проверки. Проверка эффективности тормозной системы на стендах – наиболее действенный способ, так как позволяет получить абсолютные значения тормозных сил на каждом колесе АТС, а по ним объективно судить об эффективности торможения, равномерности работы тормозов каждого из колес.

Общую удельную тормозную силу  $\gamma_T$  рассчитывают по формулам ГОСТ Р 51709 – 2001. Максимальное значение тормозной силы ( $P_T$ ) на одном колесе легкового автомобиля обычно составляет 2000 Н, а у грузовых автомобилей ЗИЛ, КамАЗ – 8000 Н. При работе тормозов эти усилия достигаются не мгновенно, а в течение времени срабатывания, которое для различных типов автомобилей нормируется тем же ГОСТом.

Время срабатывания  $\tau_{CP}$  затрачивается на устранение зазоров в соединениях тормозного привода и перемещение его деталей. Это время запаздывания работы тормоза, зависящее от конструкции и технического состояния тормозного привода. У гидравлического привода оно равно 0,2 ... 0,3 с, а у пневматического 0,6...0,8 с.

Время нарастания давления жидкости или воздуха в тормозном приводе ( $t_H$ ) определяет темп нарастания тормозной силы на колесах. При определении тормозного пути берут  $0,5t_H$ , что очевидно из тормозной диаграммы (работа тормозов за время  $t_H$  соответствует заштрихованной площади треугольника, а не прямоугольника 1, 2, 3, 4). Согласно ГОСТ Р51709 – 2001  $t_C + t_H = \tau_{CP}$ , то есть время срабатывания тормоза. Его значение не должно превышать у разных категорий АТС 0,6; 1,0; 1,2 с.

Регулирование тормозных сил между осями автомобиля. Эффект усиления нагрузки на переднюю ось и уменьшения на заднюю при сильном торможении – явление хорошо известное. Перераспределение нагрузки по осям авто-

мобиль при торможении зависит от эффективности торможения, следовательно, от величины появляющейся силы инерции ( $P_{И}$ ) и высоты центра тяжести  $h$  АТС (рисунок 1.10).

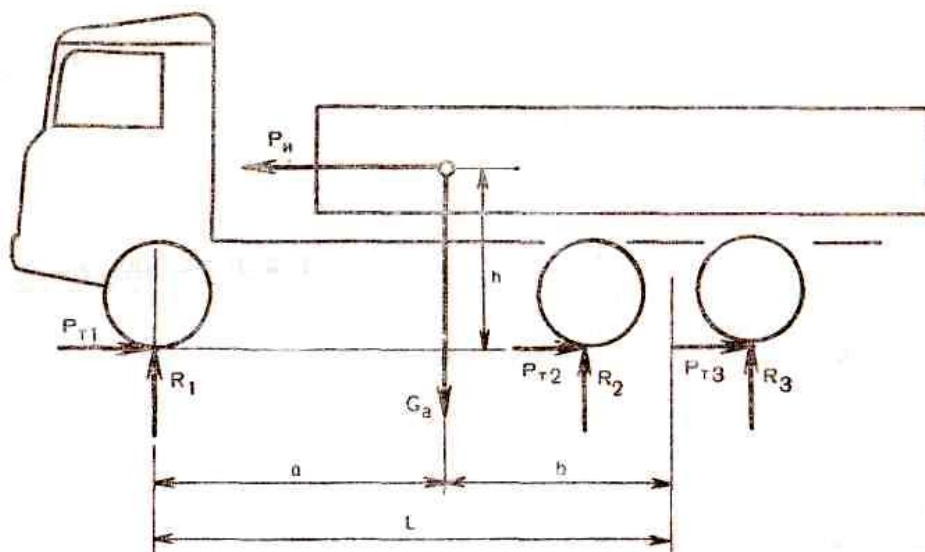


Рисунок 1.10 – Силы, действующие на автомобиль при торможении:

$G_A$  – полная масса;  $P_{И}$  – сила инерции;  $R_1, R_2, R_3$  – реакции от  $G_A$ ;  $a$  – плечо  $G_A$ , относительно центра переднего колеса;  $b$  – плечо  $G_A$  относительно оси алансира;  $h$  – высота центра тяжести;  $L$  – база

Увеличение нагрузки на переднюю ось (уменьшение на заднюю) может превосходить нагрузку при неподвижном автомобиле или движущемся с постоянной скоростью в 2 раза и более. Нормальные (вертикальные) реакции на колесах отдельных осей автомобиля (рисунок 15) вычисляют по следующим формулам:

$$R_1 = \frac{G_A \left( b + \frac{jh}{g} \right)}{L}; \quad R_2 = R_3 = \frac{G_A \left( b + \frac{jh}{g} \right)}{L}$$

Если тормозить автомобиль с одинаковыми тормозными усилиями у передних и задних колес, то передние колеса недотормаживаются, а задние перетормаживаются. Следовательно, необходимо обеспечить определенное распределение тормозных сил между колесами. Почти все модели грузовых автомобилей (КамАЗ, ЗИЛ, МАЗ и др.) имеют в составе тормозной системы регулятор тормозных сил задней оси.

Тормозные силы передних и задних колес должны быть такими, чтобы

при одинаковом коэффициенте сцепления колеса обоих мостов одновременно блокировались. Такое оптимальное соотношение тормозных сил колес передней и задней осей автоматически обеспечивает регулятор тормозных сил. Иначе говоря, задача регулятора состоит в том, чтобы обеспечивать тормозное усилие на задних колесах автомобиля соответственно действующей на них в данный момент нагрузке, то есть реакциям  $R_2$ ,  $R_3$  (рисунок 2.7). При этом тормозные силы  $P_{T2}$ ,  $P_{T3}$ , создаваемые на задних колесах, будут пропорциональны реакциям  $R_{T2}$ ,  $R_{T3}$  то есть:

$$P_{T1} = R_{T1}\varphi;$$

$$P_{T2} = R_2\varphi; \quad P_{T3} = R_3\varphi;$$

или

$$R_1 + R_2 + R_3 = G_A\varphi.$$

При идеальном распределении тормозных сил между колесами можно получить и максимальное замедление автомобиля, а минимальное время торможения при изменении скорости движения от начальной  $V_0$  до  $V_1$  будет

$$t = \frac{V_0 - V_1}{g\varphi}$$

и при торможении до полной остановки, то есть  $V_1 = 0$ ,

$$t = \frac{V_0}{g\varphi},$$

а минимальный тормозной путь до полной остановки

$$S_T = \frac{V_0^2}{2g\varphi}$$

Регулятор тормозных сил жестко крепят к раме над задним (задними) мостами автомобиля (упругая связь). Такая установка регулятора обеспечивает

при перемещении кузова по вертикали (что всегда происходит при торможении автомобиля) уменьшение давления воздуха (жидкости), подводимого к тормозным камерам задних колес.

### **1.1.3. Устойчивость, управляемость и информативность автотранспортных средств**

#### **1.1.3.1. Устойчивость**

Способность сохранять постоянный контакт всех колес с дорогой и отсутствие у них бокового скольжения приобретают важное значение для безопасности дорожного движения, так как 20% ДТП происходит из-за опрокидывания. В теории автомобиля различают разные виды устойчивости, но для безопасности движения существенное значение имеет боковая устойчивость.

Потеря боковой устойчивости вызывает боковое скольжение с возможным переходом его в опрокидывание. Боковое скольжение возникает в результате действия сил возмущения: центробежной, давления ветра, составляющей массы автомобиля на дороге, имеющей поперечный уклон, различных по величине тяговых или тормозных сил, если им не противостоит достаточная реакция (сила сцепления колес с дорогой). Показателем поперечной устойчивости автомобиля на повороте является максимально возможная скорость движения. При криволинейном движении потерю устойчивости обычно вызывает центробежная сила. Движение автомобиля на повороте при непрерывном вращении рулевого колеса складывается из двух движений: вращения автомобиля вокруг мгновенного центра и самого центра поворота. Поэтому при непрерывном вращении рулевого колеса на автомобиль действует не только центробежная сила, возникающая при повороте вокруг мгновенного центра, но еще и дополнительная поперечная, обусловленная перемещением самого центра поворота (рисунок 1.11).

Дополнительная поперечная сила зависит от быстроты поворота рулевого колеса, скорости движения и положения центра тяжести автомобиля. Приближение центра тяжести к задней оси уменьшает эту силу. При очень резком

повороте рулевого колеса и большой скорости движения дополнительная поперечная сила достигает значения центробежной, что опасно.

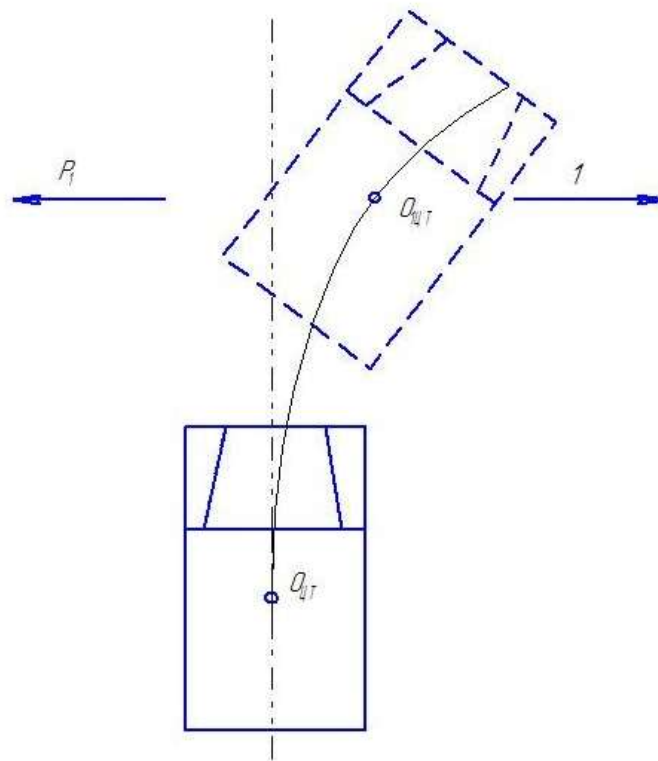


Рисунок 1.11 – Дополнительная поперечная сила инерции  $P_j$  при движении по кривой с переменным радиусом,  $j$  – ускорение перемещения центра тяжести  $O_{ц.г.}$ .

Дополнительная сила изменяет свое направление: в первой фазе поворота она имеет общее направление с центробежной, увеличивает последнюю; во второй фазе (при выходе автомобиля с поворота) направлена против центробежной, уменьшая ее, что благоприятно сказывается на устойчивости автомобиля (рисунок 1.12).



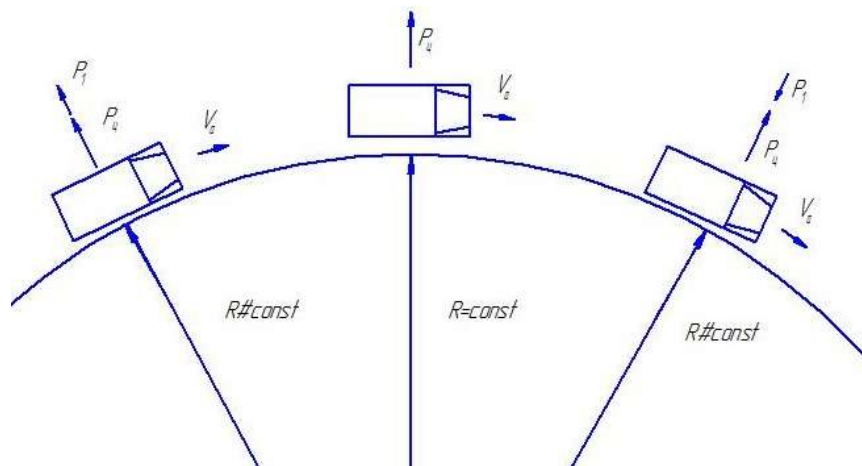


Рисунок 1.12 – Силы, действующие на автомобиль при повороте на участках переменного и постоянного радиусов:  $P_{ц}$  – центробежная сила;  $P_i$  – сила инерции

Следовательно, при входе в поворот водителю следует избегать резкого вращения рулевого колеса, а при выходе из поворота рулевое колесо может вращаться быстрее. Центробежная сила  $P_{ц}$ , приложенная в центре тяжести автомобиля, может быть разложена на две составляющие: продольную  $P_x$  и поперечную  $P_y$  (рисунок 1.13).

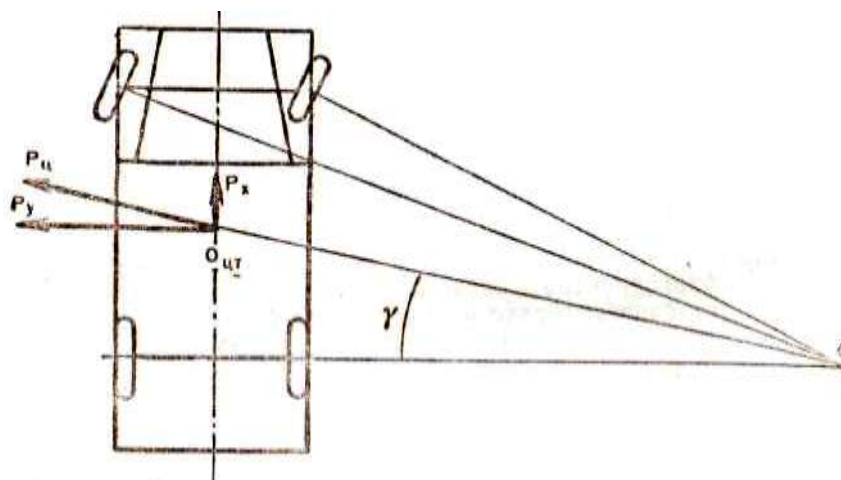


Рисунок 1.13 – Составляющие  $P_y$  и  $P_x$  центробежной силы  $P_{ц}$  на повороте

Для безопасности движения основное значение имеет сила  $P_y$ , вызывающая скольжение и опрокидывание автомобиля. Но кроме силы  $P_y$  при вращении рулевого колеса действует и дополнительная поперечная сила  $P_j$ . При неравномерном движении автомобиля на повороте появляется продольное ускорение. К двум силам  $P_y$  и  $P_j$  прибавляется еще и третья поперечная сила  $P_{ц}$  (при замедлении она будет иметь знак «минус») и полная суммар-

ная поперечная сила

$$P_{y \text{ ОБЩ}} = P_y + P_j + P_{\Pi}$$

Из трех сил практическое значение имеет только первая  $P_y$  две остальные в обычных условиях поворота (небольшая угловая скорость поворота рулевого колеса, невелико ускорение на повороте или даже действие замедления) не приобретают больших значений в сравнении с  $P_y$  и поэтому ими допустимо пренебречь. Тогда в окончательном виде составляющую  $P_y$  можно представить формулой

$$P_y = \frac{G_a v^2}{gR} \cos \gamma$$

где  $\gamma$  – угол между радиусом траектории центра масс автомобиля и продолжением оси задних колес (рисунок. 18).

При поворотах угол  $\gamma$  имеет небольшое значение и поэтому в расчетах на устойчивость автомобиля используют значения ее составляющей силы  $P_y$  от  $P_{\Pi}$ , а ее полное значение, что в известной мере компенсирует влияние сил  $P_y$ ,  $P_{\Pi}$ . Опрокидывающему действию поперечной силы  $P_{\Pi}$ , возникающей при движении автомобиля на повороте, противодействует сила  $G_a$  (рисунок 1.14).

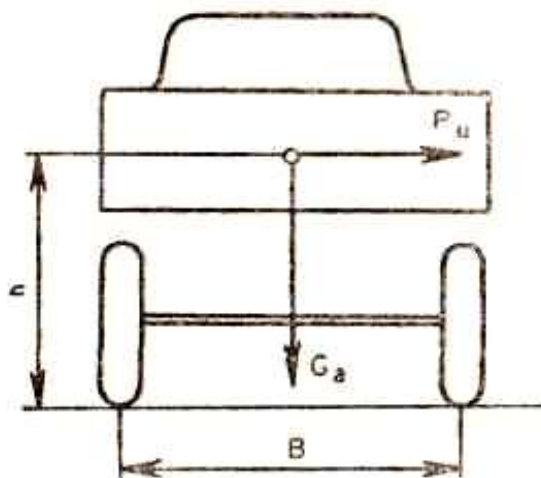


Рисунок 1.14 – Действие центробежной силы  $P_{\Pi}$  на повороте в поперечной плоскости автомобиля

Опрокидывающий момент силы  $P_{Ц}$  равен  $P_{Ц}h$ , а момент силы тяжести  $G_A$  –  $0,5 B$ . Он действует в противоположном направлении опрокидывающему моменту, поэтому условие устойчивости автомобиля в данном случае имеет вид

$$P_{Ц}h \leq G_A 0,5 B.$$

или величина центробежной силы  $P_{Ц}$ , при которой устойчивость сохраняется

$$P_{Ц} \leq \frac{0,5 B G_A}{h}$$

$$\frac{G_A V^2}{gR} \leq \frac{0,5 B G_A}{h}$$

После преобразования максимально возможная скорость (критическая), с которой можно вести автомобиль без опасности опрокидывания по горизонтальному участку (км/ч)

$$V_{ОПР} = 3,6 \sqrt{\frac{B g R}{2h}}$$

Если дорога на повороте имеет поперечный уклон (вираж) (рисунок 33,г), что предусмотрено СНиПом, например, на кривых при радиусе 1000 м уклон  $\beta$  должен составлять 0,02 (2%), а при радиусе менее 600 м – 0,06 (6%), то на скользкой дороге автомобили при небольшой скорости могут сползать внутрь кривой, **поэтому** в местности с частыми гололедами поперечный уклон не делают более 0,04

Критическая скорость автомобиля при движении его по дороге с виражом (км/ч)

$$V_{ОПР} = 3,6 \sqrt{\frac{B - 2htg\beta}{2h + Btg\beta}} \quad (7)$$

Устойчивость автомобиля против опрокидывания возрастает за счет таких конструктивных факторов, как увеличение колеи  $B$  и уменьшение высоты центра

тяжести  $h$ . Отношение  $\frac{0,5B}{h}$  или  $\frac{B}{2h}$  называют коэффициентом поперечной устойчивости  $\eta$  и его можно использовать для примерной оценки устойчивости опрокидывания. Отношение  $\frac{B}{2h} = \text{tg}\beta$  т. е. коэффициент поперечной устойчивости, есть значение тангенса угла  $\beta$ , или угла крена автомобиля. Например, если взять для автомобиля «Москвич-2140»  $\eta = 1,03$  (таблица 3) и округлить до 1,0, то  $\beta = 45^\circ$ . Таким образом, предельный угол по опрокидыванию у этого автомобиля составляет  $45^\circ$ . Коэффициент поперечной устойчивости  $\eta$  для различных автомобилей приведен в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Параметры поперечной устойчивости автомобилей

Автомобиль	B, м (в среднем)	h, м (без нагрузки)	h, м (с нагрузкой)	$\eta$
«Жигули» ВАЗ – 2109	1,34	0,56	0,58	1,14
«Волга» ГАЗ – 31	1,44	0,55	0,62	1,16
ПАЗ – 3205	1,81	1,00	1,10	0,82
Икарус – 250	1,98	0,63	0,83	1,19
ГАЗ – 53	1,66	0,75	1,15	0,72
ЗИЛ – 130	1,80	0,89	1,22	0,74
МАЗ – 500А	1,92	1,05	1,45	0,66

Выше было отмечено, что уклон виражей более чем 0,04, т. е. 4%, не делают. Величина 0,04 – значение тангенса угла  $\sim 2,5^\circ$ , следовательно, автомобиль «Москвич-2140», имеющий предельный угол опрокидывания  $45^\circ$ , обладает высоким запасом поперечной устойчивости на сухой дороге. Если же поперечный уклон дороги составляет 6% и дорога покрыта гололедом, т. е.  $\varphi = 0,1$ , то стоящий автомобиль начнет сползать, так как  $P_{с.ц.} = G_A \varphi = 1150 \times 0,1 = 115$  кгс, а составляющая массы автомобиля  $P_\beta = G_A \text{tg}\beta = 1150 \times 0,105 = 121$  кгс, таким образом,  $P_{с.ц.} < P_\beta$ , т. е. сила сцепления меньше возмущающей силы, следовательно, нарушено условие устойчивости:  $P_{с.ц.} \geq P_\beta$ .

Размещение груза в кузове автомобиля, а также вид груза оказывают существенное влияние на безопасность движения. Если центр тяжести нахо-

дится не на продольной оси автомобиля, а сдвинут ближе к одному из бортов, то при повороте в сторону менее нагруженного борта опасность опрокидывания увеличивается, так как противодействующая сила опрокидывания от массы автомобиля приложена на меньшем плече, чем  $B/2$ . Ухудшение устойчивости автомобиля на повороте в случае неполного заполнения цистерны (жидкий груз) показано на рисунке 1.15.

Подобное смещение центра тяжести может происходить и при перевозке растворов, людей, круглых штучных незакрепленных грузов и т.д. при неполном заполнении кузова.

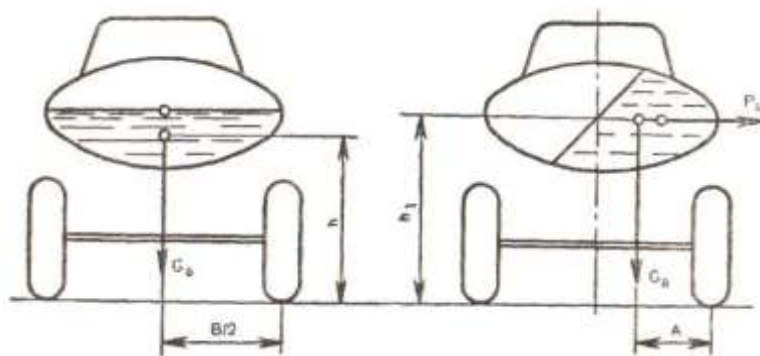


Рисунок 1.15. – Изменение плеча  $B/2$  и высоты центра тяжести  $h$  автомобиля при неполном заполнении цистерны

При действии поперечной силы рессоры и шины правой и левой сторон неодинаково нагружены, а потому неодинаково прогибаются. В результате происходит некоторый перекося кузова и ухудшается устойчивость (рисунок 1.16).

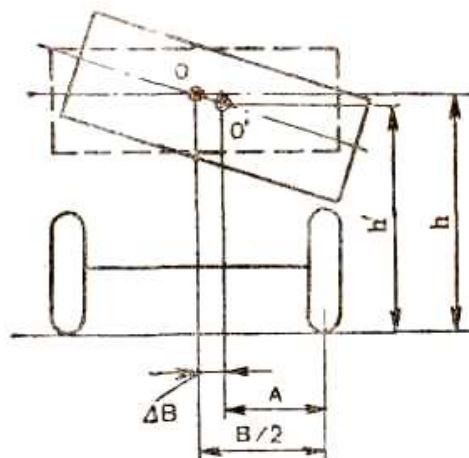


Рисунок 1.16 – Уменьшение плеча  $B/2$  при боковом крене кузова за счет прогиба рессор и деформации шин

Ухудшение устойчивости автомобиля за счет работы его подвески ведет к снижению критической скорости в среднем на 10...15% по сравнению с рассчитанной по формулам (6, 7). Для уменьшения вероятности опрокидывания автомобиля увеличивают его угловую жесткость стабилизаторами поперечной устойчивости. Их устанавливают не только на легковых автомобилях, но и на грузовых (МАЗ-6422 и др.).

Занос автомобиля приводит к потере его устойчивости. Многие ДТП связаны с заносом АТС, особенно в зимний и осенний периоды. Занос опасен не только из-за резкого изменения положения АТС на дороге, но и потому, что он развивается очень быстро и требует от водителя мгновенной реакции для предотвращения его последствий. В процессе заноса АТС совершает сложные движения, причем иногда происходит несколько полных оборотов автомобиля вокруг его вертикальной оси.

Заносу подвержены колеса задней оси, заноса передних колес практически не бывает. Занос задней и передней осей автомобиля показан на рисунках 22...26. На прямолинейно движущийся автомобиль со скоростью  $V_A$  (рисунок 1.17) подействовала возмущающая сила  $P_B$ , приложенная к центру тяжести  $O$  (сила ветра, составляющая веса на поперечном уклоне дороги и другие) и вызывающая боковое перемещение задней оси (занос) со скоростью  $V_3$  (рисунок 1.18).

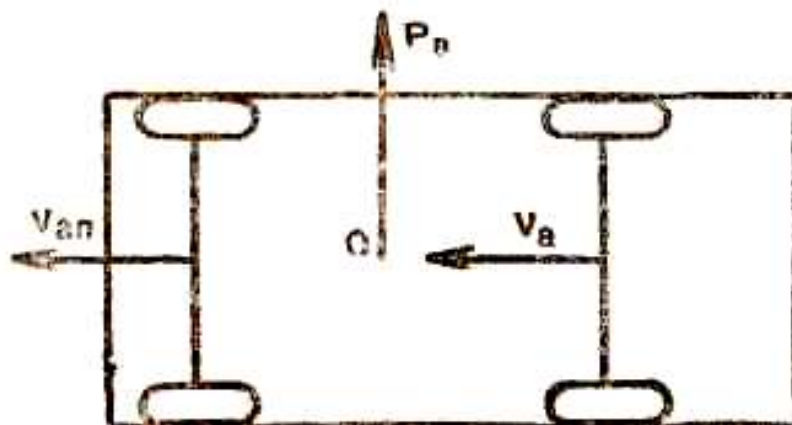


Рисунок 1.17 – Действие возмущающей силы  $P_B$  на транспортное средство, имеющее скорость  $V_A$

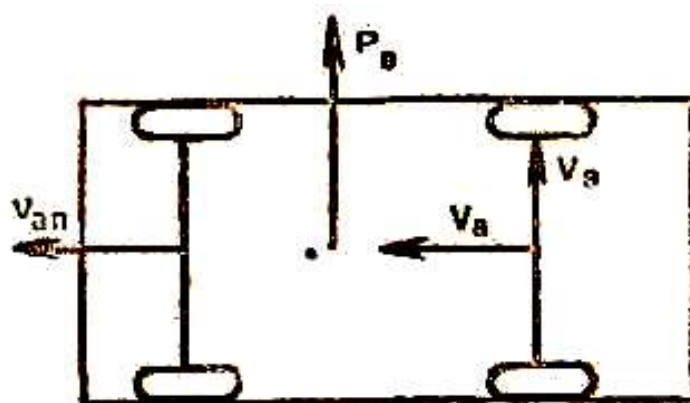


Рисунок 1.18 – Появление вектора скорости заноса заднего моста  $V_3$  под действием возмущающей силы  $P_B$

Передняя ось в рассматриваемом случае заноса не имеет, т. е. у нее скорости  $V_3$  нет по причине большой силы сцепления колес с дорогой и, следовательно, большого противодействия возмущающей силе  $P_B$ . Тогда результирующая скорость перемещения заднего моста будет  $V_P$  (рисунок 1.19).

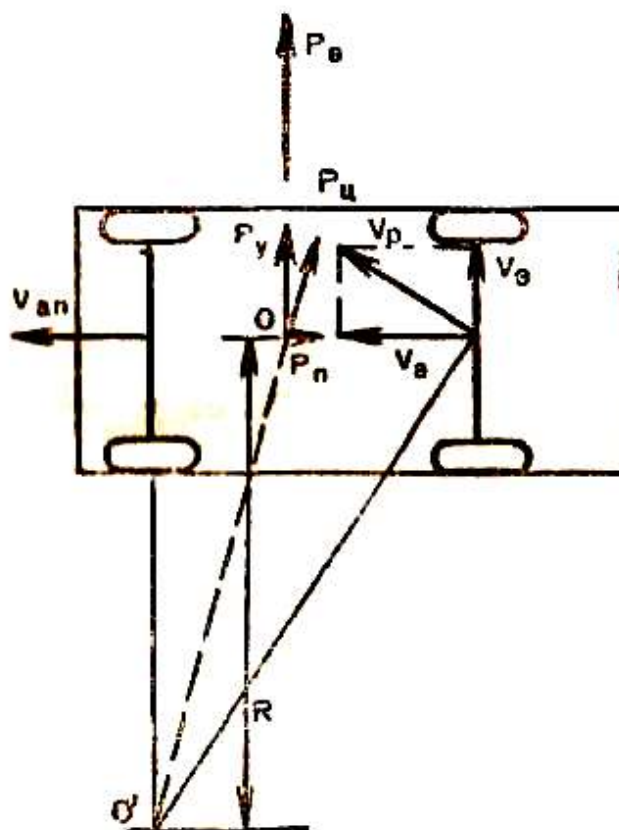


Рисунок 1.19 – Увеличение заноса заднего моста транспортного

средства составляющей  $P_y$  от центробежной силы  $P_{ц}$ , являющейся следствием вращения АТС вокруг центра  $O^1$ , образованного перпендикуляров к векторам скоростей  $V_A$  и  $V_P$

Так как мосты автомобиля в этом случае перемещаются в несовпадающих направлениях, то, согласно правилам механики, система (т. е. автомобиль) перемещается по дуге, центр которой находится на пересечении перпендикуляров (точка  $O$ ), проведенных к векторам скоростей  $V_A$  а  $V_P$  (рисунок 24). Перемещение автомобиля по дуге с центром  $O'$  вызовет центробежную силу  $P_{ц}$ , действующую по линии  $O' - O$  и имеющую направление от центра  $O'$ . Составляющая  $P_{ц} - P_y$ , как видно из рисунка 1.19, будет увеличивать занос автомобиля, суммируясь с возмущающей силой  $P_B$ . Таким образом, занос задней оси будет прогрессивно нарастать из-за увеличения  $P_{ц}$ , так как увеличение заноса ( $V_3 + V_{3ц}$ ) уменьшает радиус поворота до  $R_1$  (рисунок 1.20).

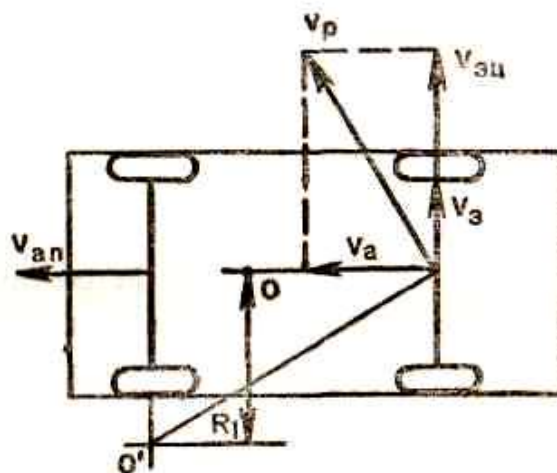


Рисунок 1.20 – Уменьшение радиуса  $R$  (рисунок 24) до  $R_1$  из-за возрастания вектора  $V_P$

Занос прекращают поворотом передних колес в его сторону. Новое положение передних колес (рисунок 1.21) приведет к изменению направления вектора скорости передних колес, а следовательно, к изменению центра поворота автомобиля  $O'$ , увеличению радиуса поворота до  $R_2$  и к уменьшению центробежной силы  $P_{ц}$  и ее действия на занос.



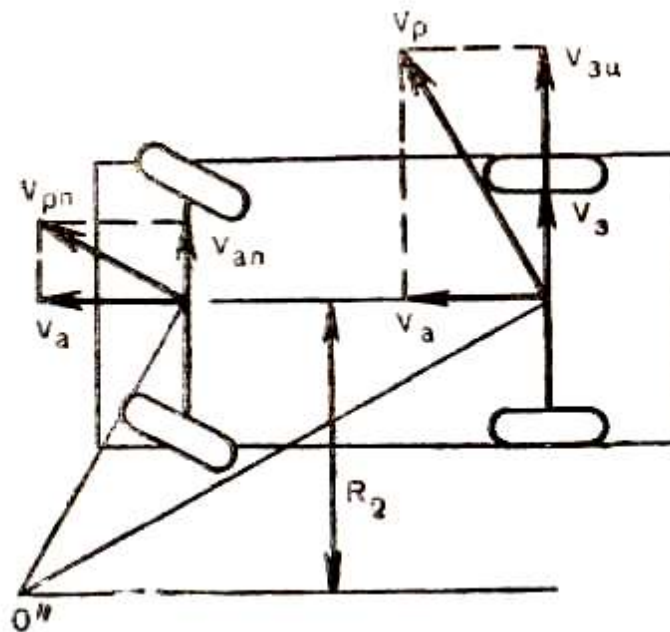


Рисунок 1.21 – Устранение заноса задних колес

Поворотом передних колес не только уменьшают центробежную силу, увеличивающую занос, но даже направляют ее против силы  $R_{Ц}$ , вызвавшей занос (рисунок 1.21). Для этого достаточно повернуть колеса на больший угол – и направления перпендикуляров к векторам скоростей  $V_{рп}$  и  $V_{р}$  пересекутся на противоположной стороне автомобиля, что даст новое направление  $R_{Ц}$  нейтрализующей действие  $R_{В}$  и восстанавливающей прямолинейное движение автомобиля. Поворот колес в сторону заноса по своей энергичности и величине должен соизмеряться с ситуацией в данный момент. В противном случае резкий, излишний поворот руля в сторону заноса может привести к заносу автомобиля в другую сторону.

Автоматичность устранения заноса передних колес автомобиля показана на рисунке 1.22.

Если возмущающая сила  $R_{Ц}$  вызвала занос передних колес и они получили результирующий вектор скорости перемещения  $V_{рп}$ , то аналогично приведенным выкладкам применительно к заносу задних колес можно найти центр поворота автомобиля  $O'$ . Появляющаяся в этом случае центробежная сила  $R_{Ц}$  и ее составляющая  $R_{у}$  автоматически устраняют возникающий занос без участия водителя

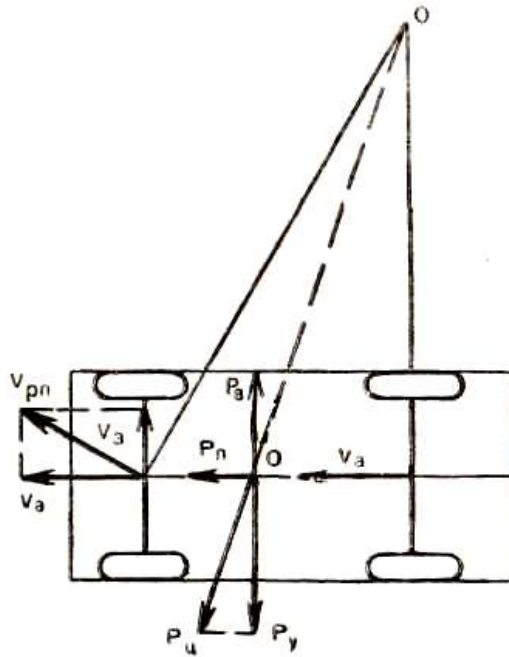


Рисунок 1.22 – Самогашение заноса передних колес составляющей  $P_y$  от центробежной силы  $P_{\text{ц}}$

Максимально допустимая (критическая) скорость, с которой можно вести автомобиль без поперечного скольжения (заноса)

$$V_{\text{СК}} = \sqrt{\frac{gR(\varphi_y - \text{tg}\beta)}{(1 + \text{tg}\beta\varphi_{\text{ц}})}}$$

При движении по горизонтальной дороге

$$V_{\text{СК}} = \sqrt{gk\varphi_y}$$

В этом случае поперечный угол отсутствует ( $\beta = 0$ ).

### 1.1.3.2. Управляемость

Точное выдерживание автомобилем задаваемого направления движения. В реальных дорожных условиях возможны случаи, когда автомобиль не реагирует на повороты рулевого колеса водителем или реагирует не соответственно задаваемой крутизне поворота или интенсивности. Такое явление называют отказом рулевого управления, или потерей управляемости, не связанной с техническим

состоянием рулевого управления или его деталей, а только с изменением дорожных условий: значительным уменьшением коэффициента сцепления  $\phi$  в плоскости контакта управляемых колес, увеличением коэффициента  $f$  сопротивления качению, уменьшением вертикальной нагрузки на колеса, а также блокировкой (юзом) колес при торможении. Потеря управляемости или ухудшение ее обуславливает появление ДТП. Подавляющее же большинство опасных дорожных ситуаций (от 80 до 85%) водитель ликвидирует своевременным поворотом рулевого колеса, т. е. маневром. Это лишний раз подчеркивает важность управляемости для предотвращения ДТП.

Если рассмотреть процесс поворота автомобиля в самом общем случае (без учета некоторых факторов: эластичности колес, скорости движения и др.), то очевидно, что поворот достигается благодаря определенному соотношению таких дорожных качеств, как коэффициент сцепления  $\phi$  и коэффициент сопротивления качению дороги  $f$  (рисунок .123).

Толкающее усилие  $P_{Т.З}$  от ведущих задних колес передается через рессоры и раму на переднее колесо – сила  $P_{Т.П}$ . Направление ведущих колес всегда совпадает с продольной осью 1 – 1 автомобиля, поэтому такое же направление будет и у силы  $P_{Т.П}$  передних колес. При прямолинейном движении направление управляемого колеса совпадает с направлением силы  $P_{Т.П}$  и последняя полностью используется для преодоления сопротивления качению переднего колеса ( $Gf$ ). При повороте колеса (рисунок. 28, б) сила  $P_{Т.П}$  раскладывается на две составляющие  $P_{\phi}$  и  $P_f$ , каждая из которых стремится перемещать колесо в своем направлении.

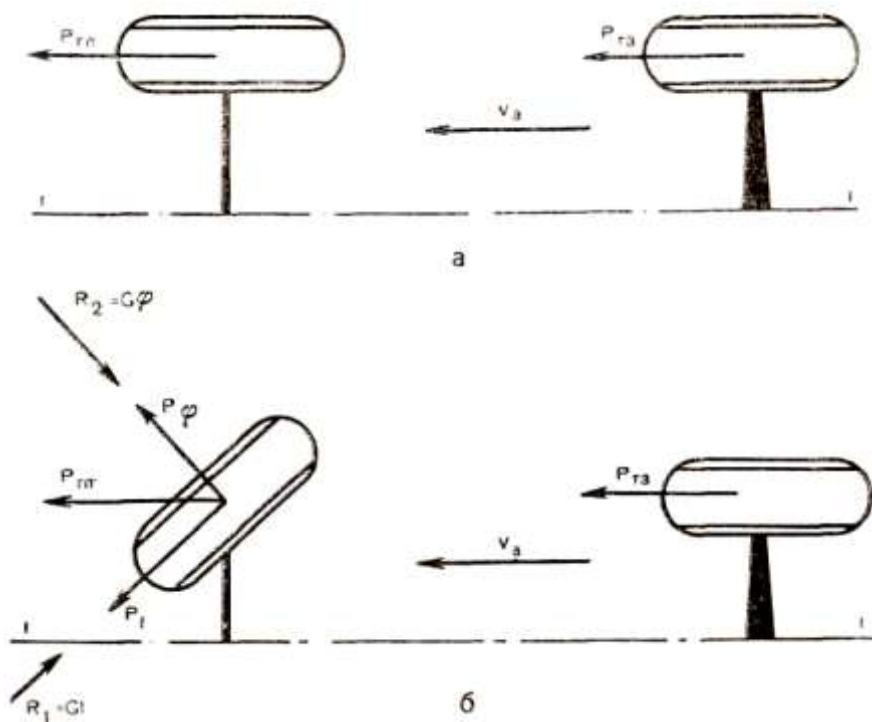


Рисунок 1.23 – Действие сил и реакций на передние колеса при повороте:

- а)  $P_{тз}$  – тяговое усилие заднего колеса ;  $P_{тп}$  – усилие на переднем колесе ,  
переданное от заднего; 1 – 1 – продольная ось автомобиля;  
б) поворот переднего колеса

Колесо будет перемещаться в направлении меньшего сопротивления. В данном случае меньшее сопротивление, т. е. реакция  $R_1 = Gf$ , будет действовать в плоскости колеса. В плоскости, перпендикулярной к колесу, будет действовать реакция  $R_2 = G\varphi$ . Так как  $f \ll \varphi$ , то и  $R_1 < R_2$ . т. е.  $Gf \ll G\varphi$ , что и обеспечивает устойчивую управляемость автомобиля при любых углах (обычно  $30...40^\circ$ ) поворота управляемых колес. При движении по бездорожью, колее, заполненной грязью, водой, скользкой дороге, когда значительно возрастает сопротивление качению, а сцепление колеса резко снижается, может произойти изменение соотношения  $\varphi/f$ , что приведет к потере управляемости. На ровной сухой дороге (асфальт)  $\varphi$  обычно равен 0,6, а  $f = 0,02$ . Следовательно,  $\varphi/f = 0,6/0,02 = 30$ , а при движении по грязной колее грунтовой дороги  $\varphi$  может снизиться до 0,1, а  $f$  возрасти до 0,2. Тогда  $\varphi/f = 0,5$ , т. е. меньше 1, что приведет к потере управляемости. Если под управляемое колесо попадает предмет, резко увеличивается сопротивление качению, что вызывает по-

терю управляемости, так как  $f > \phi$ .

Потере управляемости способствует уменьшение нагрузки на передние колеса из-за действия реактивного момента, создаваемого главной передачей заднего моста. Эта разгрузка передних колес особенно ощутима при длинномерном грузе в кузове. Реактивный момент, стремящийся опрокинуть автомобиль назад вокруг оси заднего моста, легко нейтрализуется противодействующим моментом за счет веса передней части автомобиля, находящейся на достаточно большом плече относительно оси вращения заднего моста. При перевозке длинномерного груза без прицепа величина противодействующего момента значительно уменьшается, что способствует разгрузке переднего моста, а значит, ухудшению управляемости, вплоть до ее потери.

Ухудшает управляемость автомобиля и работа дифференциала заднего моста, что связано с моментом сил, создаваемым ведущими колесами на повороте из-за вращения их с различной угловой скоростью (рисунок 1.24,а).

На отстающем колесе, внутреннем относительно центра поворота, создается большая по величине тяговая сила, а на внешнем, вращающемся быстрее внутреннего,— меньшая. Направление этого момента всегда противоположно повороту и его, следовательно, надо преодолеть за счет силы сцепления передних колес с дорогой.

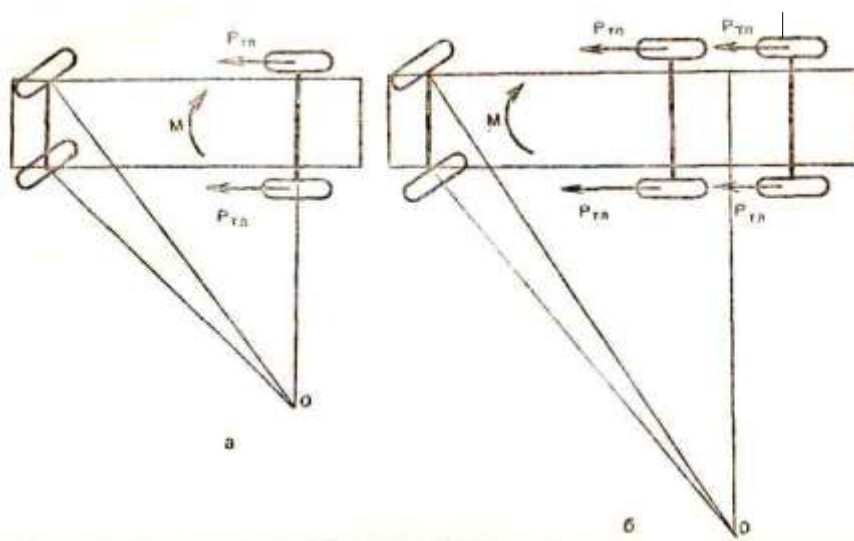


Рисунок 1.24 – Схема поворота автомобиля:

а – двухосного с единым центром поворота  $O$ ;

б – трехосного, единого центра поворота нет

На управляемость трехосных автомобилей оказывает заметное отрицательное влияние и несовершенство кинематической схемы взаимоположения всех колес при повороте. Из теории автомобиля известно, что на повороте все колеса должны вращаться вокруг единого центра поворота  $O$  (рисунок 29,а). При использовании конструктивной схемы у трехосных автомобилей это сделать невозможно. Поэтому при их поворотах преодолеваются достаточно большие силы сопротивления повороту, особенно у задних колес, за счет бокового скольжения. В случае торможения передних колес с юзом они полностью теряют управляемые качества, так как юзящее колесо испытывает одинаковое сопротивление с обоих направлений движения (рисунок 1.24,б). В этом случае колесо не вращается и  $f \approx \varphi$ , следовательно,  $R_1 \approx R_2$ , а направление движения автомобиля неопределенное. Оно будет зависеть от случайных дорожных факторов. Обычно в таких ситуациях (юз передних колес) автомобиль движется прямо.

Техническое состояние подшипников передних колес, их затяжка, низкое давление воздуха в шинах, прихватывание тормозов также могут оказаться причинами потери управляемости.

Таким образом, при управлении автомобилем на скользких грязных участках дорог необходимо помнить о возможной потере управляемости. И поэтому в таких местах повороты выполняют на малой скорости, без резкого вращения рулевого колеса. Автомобили с передними ведущими и управляемыми колесами обладают лучшей управляемостью, чем автомобиль только с задними ведущими колесами, так как движущая сила всегда остается в плоскости вращения управляемого колеса и не создается поперечная сила  $P_\phi$  (рисунок 1.24,а,б). Этим же эффектом передних ведущих колес, сохранением у них действия тяговой силы всегда в плоскости вращения, объясняется и лучшая устойчивость переднеприводных автомобилей на поворотах. В этом случае тяговое усилие передних приводных колес имеет составляющую, направленную в значительной мере против центробежной силы, что существенно

уменьшает действие последней и повышает устойчивость автомобиля. Причем процесс происходит сам собой, автоматически. Способность переднеприводного автомобиля лучше сохранять устойчивость движения на скользких, грязных дорогах по сравнению с заднеприводным иногда сравнивают с иголкой, четко вытягивающей за собой нитку, т. е. тяговая сила приложена впереди. Если поставить автомобиль почти перпендикулярно к осевой линии дороги, а значит, направить тяговую силу ведущих задних колес против центробежной, получается эффект нейтрализации последней.

### **1.1.3.3. Поворачиваемость**

Способность автомобиля самопроизвольно изменять направление движения возникает, главным образом, из-за эластичности шин, их способности к боковому уводу, называемой шинной поворачиваемостью. Различают еще креповую поворачиваемость, вызываемую изменением перпендикулярности расположения осей переднего и заднего мостов к продольной оси автомобиля за счет работы упругих элементов подвески (рессор, пружин) или за счет наклона колес к вертикальной плоскости в результате работы независимой подвески колес. В эксплуатации наиболее вероятно проявление шинной поворачиваемости из-за изменения некоторых параметров шин. Креповая поворачиваемость определяется конструкцией подвески автомобиля, которая в эксплуатации практически своих параметров не изменяет.

Шинная поворачиваемость связана с уводом эластичного колеса. Под уводом колеса понимают его отклонение при качении от вертикальной плоскости, проходящей через середину колеса в плоскости вращения. Такое отклонение вызывает боковая сила, действующая на колесо и несимметрично деформирующая шину в зоне ее контакта с дорогой (рисунок 1.25).

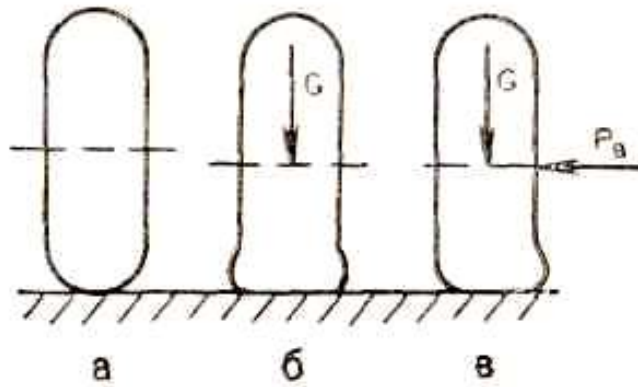


Рисунок 1.25 – Схемы деформации шин:

а – шина не имеет нагрузки – деформации нет; б – нагрузка вызывает симметричную деформацию – увода колеса нет; в – возмущающая нагрузка  $P_{в}$  и  $G$  приводят к не симметричной деформации и появлению увода колеса при его качении

Угол, на который отклоняется след колеса от следа вертикальной плоскости, проходящей через его середину, называют углом бокового увода  $\delta$ .

Передняя или задняя ось имеют угол увода, соответствующий уводу колес данной оси. Следовательно, оси автомобиля могут иметь разный и одинаковый углы увода. Они тем больше, чем больше действующая на них возмущающая боковая сила, например центробежная. В обычных условиях движения по дорогам угол увода составляет не более  $1...2^\circ$ . При больших боковых и вертикальных нагрузках на шину, а также в зависимости от конструкции ее угол увода увеличивается. Этому способствует снижение давления воздуха в шине. Радиальные покрышки более податливы в боковом направлении. У них угол увода больший, чем у диагональных, но это справедливо в общем случае. Современные же радиальные шины с металлокорным брекером имеют коэффициент сопротивления уводу даже выше, чем у диагональных шин. При наличии увода автомобиль может двигаться криволинейно даже при повернутых передних колесах.

Если угол увода передней оси больше, чем задней ( $\delta_{п} > \delta_{з}$ ), то радиус поворота увеличивается, т.е. поворот получается менее крутым. Это свойство автомобиля называют недостаточной поворачиваемостью. Она обеспечивает устойчивое движение автомобиля. В случае большего увода задней оси, чем передней ( $\delta_{п} < \delta_{з}$ ), автомобиль имеет излишнюю поворачиваемость, что



с точки зрения устойчивости при движении нежелательно, так как затрудняет управление (автомобиль «плохо держит дорогу»). Излишняя поворачиваемость может проявиться при эксплуатации в результате снижения давления воздуха в шинах задних колес. Одинаковые углы увода ( $\delta_{II} = \delta_3$ ) колес обеспечивают нейтральную поворачиваемость автомобиля. Действие сил на автомобиль и изменение расположения центра поворота при различных видах поворачиваемости показаны на рисунке 1.26.

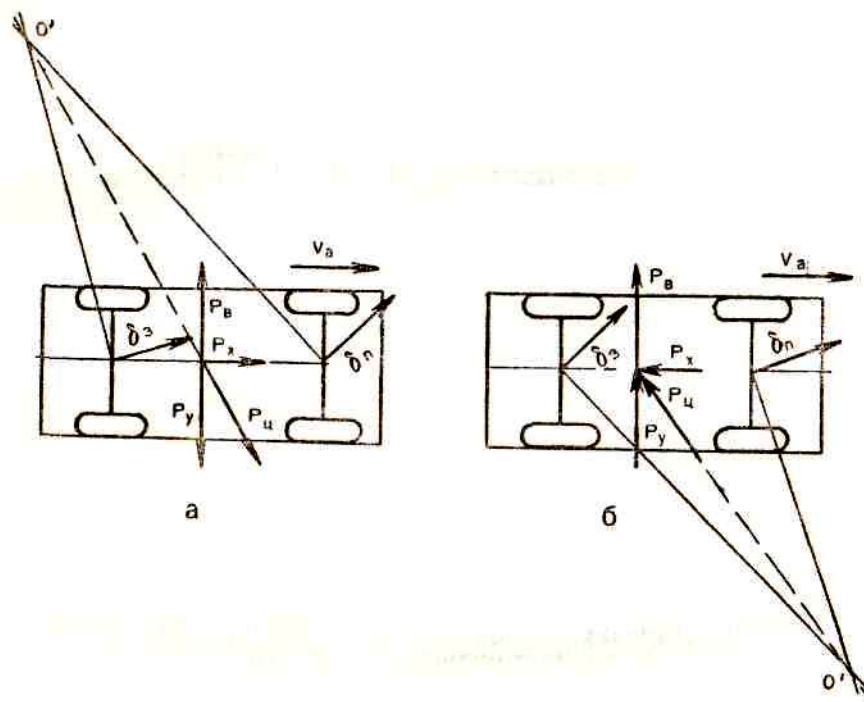


Рисунок 1.26 – Поворачиваемость автомобиля за счет увода колес на угол  $\delta$ :

а – недостаточная,  $\delta_{II} < \delta_3$  (устойчивость автомобиля лучше); б – излишняя,  $\delta_{II} > \delta_3$  (устойчивость автомобиля хуже)

Схема а иллюстрирует автоматичность восстановления устойчивости автомобиля при недостаточной поворачиваемости за счет нейтрализации составляющей центробежной силы  $P_y$ , возмущающей силы  $P_B$ , вызвавшей увод колес.

Для обеспечения недостаточной поворачиваемости, особенно у легковых автомобилей, используют различные конструктивные меры при их проектировании: подбор шин, давление в них, ширину обода шин, расположение центра тяжести автомобиля, выбор кинематической схемы подвески колес и другие. Количественную поворачиваемость оценивают с помощью коэффициента

поворачиваемости  $\eta_{\text{ПОВ}}$

$$\eta_{\text{ПОВ}} = \frac{G_2 K_{\text{УВ.11}}}{G_1 K_{\text{УВ.2}}}$$

При излишней поворачиваемости  $\eta_{\text{ПОВ}} > 1$ . Значения  $\eta_{\text{ПОВ}}$  некоторых отечественных автомобилей приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6– Коэффициент шинной поворачиваемости

Автомобиль	Без нагрузки	С полной нагрузкой
«Жигули» ВАЗ – 2109	0,84	1,10
«Волга» ГАЗ – 31	0,89	1,10
«Чайка» ГАЗ – 13	0,85	1,08
УАЗ – 451 ДМ	0,78	1,38
ГАЗ – 53	0,61	1,26
ЗИЛ – 130	0,51	1,35
МАЗ – 500А	0,43	1,04

Пример. Автомобиль ГАЗ-53А массой  $G_A = 7400$  кг с шинами  $240 \times 508$ , имеющими коэффициент сопротивления уводу  $K_{\text{У}} = 970$  Н/град, движется по дороге с поперечным уклоном  $4,0\%$  ( $2^\circ$ ) со скоростью  $60$  км/ч.

На автомобиль действует поперечная сила от уклона  $P_{\beta} = G_A \sin \beta = 7400 \times 0,0349 = 2580$  Н. Она вызовет увод каждого из колес на угол

$$\delta = \frac{P_{\beta}}{K_{\text{У}} \times 6} = \frac{2580}{970 \times 6} = 0,44^\circ$$

При скорости движения  $60$  км/ч через  $10$  с смещение автомобиля в сторону  $\Delta l$  (по направлению к обочине) составит

$$\Delta l = \frac{V_A}{3,6} \text{tg } \delta = \frac{60}{3,6} 10 \times 0,009 = 1,5 \text{ м}$$

Особенно заметно влияние увода шин при прохождении поворотов дорог. При движении по повороту с радиусом  $200$  м центробежная сила

$$P_{ц} = \frac{G_A V^2}{gR3,6^2} = \frac{7400 \times 60^2}{9,81 \times 200 \times 3,6^2} = 10400H$$

вызовет увод каждого колеса на угол

$$\sum = \frac{10400}{970 \times 6} = 1,8^\circ$$

и через 5 с движения по повороту боковое смещение под действием увода составит

$$\Delta l = \frac{60}{3,6} 5 \times 0,0302 = 2,5 м$$

Таким образом, вполне очевидна потребность в корректировке движения рулевым колесом.

#### **1.1.4. Гидроскольжение (аквапланирование)**

При движении автомобиля с высокой скоростью по дороге, покрытой водой (по лужам), возможен отрыв передних колес от дороги за счет действия гидродинамического «клина» между шиной и дорогой, т. е. «всплытие колес». Такое явление подобно всплытию судна на подводных крыльях.

Аквапланирование передних колес ведет к потере управляемости. У грузовых автомобилей оно отсутствует из-за небольшой скорости.

#### **1.1.5. Информативность**

Предотвращение ДТП водителем немислимо без постоянного получения информации о работе системы А—В—Д. Такую информацию водитель воспринимает с помощью соответствующих органов чувств — анализаторов (зрения, слуха, обоняния, двигательных и др.). Для надежного приема информации, относящейся к обеспечению безопасного функционирования системы А—В—Д, ее составляющие А—Д должны обладать требуемыми качествами

информативности, т. е. свойствами обеспечивать участников движения соответствующей информацией. Для водителя наиболее важная информация воспринимается зрением (90% всех сведений, обеспечивающих безопасность движения). К ТС предъявляются соответствующие требования по обеспечению ими установленных параметров информативности. Разрабатываются и исследуются параметры информативности и т. д.

Окраска автомобиля очень важна. Особенно она существенна для малогабаритных транспортных средств. Автомобили, окрашенные в яркие и светлые тона, реже попадают в ДТП, чем имеющие черную, серую или коричневую окраску. Большую роль этот фактор приобретает в условиях ограниченной видимости: в тумане, сумерках, во время дождя.

Наиболее эффективным и экономичным средством увеличения информативности автомобилей на дороге в темное время служат световозвращающие устройства. Для автомобиля обязательно наличие двух задних световозвращающих устройств треугольной формы. Устройство и требование к светоотражателям определены ГОСТ 8769 75.

Большое значение для безопасности движения имеют сигнальные приборы: указатели поворотов, сигналы торможения, габаритные огни, фонарь освещения номерного знака, заднего хода, указатель автопоезда, стояночные фонари. Расположение, цвет и видимость сигналов регламентирует ГОСТ 8669—75.

Безопасность движения ночью во многом зависит от приборов освещения дороги: фар дальнего света, ближнего, противотуманных фар. Требования к фарам даны в ГОСТ 8769 75.

Фары должны освещать дорогу на расстояние не менее 100 м, но не ослеплять встречных водителей. К сожалению, это свойство фар дальнего света неудовлетворительно, что подтверждается числом ДТП по причине ослепления водителей при встречных разъездах. Ослепляемость усиливается при неправильной регулировке фар. Поэтому важно воспитывать у водителей чувство уважительного отношения друг к другу при встречных разъездах:

своевременно переключать свет на ближний, тщательно регулировать фары. При ослеплении необходимо остановиться, не меняя полосы движения на дороге, и включить аварийную сигнализацию автомобиля.

Противотуманные фары предназначены для обеспечения видимости дороги в туманы, однако эффективность их ограничена действием туманной атмосферы, которая не только уменьшает освещенность дороги за счет ослабления светового потока фар, но и рассеивает свет крупными частицами тумана (каплями воды). Использование противотуманных фар не дает ощутимых результатов и преимуществ для заметного увеличения скорости автомобиля.

Противотуманные фары имеют большой угол рассеивания светового пучка в горизонтальной плоскости ( $45...90^\circ$ ). Эта особенность положительно проявляет себя при движении по дорогам с закруглениями, особенно малых радиусов, так как позволяет водителю лучше ориентироваться на повороте за счет освещения местности и за поворотом, еще до начала его выполнения. Противотуманная фара не дает прямых лучей от лампы благодаря отражателю, а также рассеивателю с вертикальными цилиндрическими линзами, расширяющими световой поток в горизонтальной плоскости. Цвет излучаемого света противотуманной фарой не имеет значения. Противотуманные фары используют при движении по слабоосвещенным улицам, поскольку движение по ним с подфарниками затруднено недостаточной освещаемостью дороги, а включение ближнего света ведет к ослеплению встречных водителей и пешеходов. Кроме того, по свету подфарников пешеходу трудно ориентироваться в расстоянии до автомобиля, скорости движения, маневрировании.

При отсутствии противотуманных фар автомобиль должен двигаться в тумане по ПДД (19.4) с ближним или дальним светом фар. Однако опыт показывает, что лучшую ориентировку встречных водителей, пешеходов о приближении к ним ТС дает дальний свет, который в тумане не оказывает

слепящего действия.

Важное значение для повышения безопасности движения имеют указатели поворотов: передние, задние, боковые, особенно обозначающие левый поворот автомобиля, при котором создаются наиболее опасные ситуации, связанные с обгоном, выездом на полосу встречного движения, пропуском встречного транспорта на пересечениях и т. д.

Кроме внешних средств информативности используют внутреннюю информативность: панель приборов, обзор с рабочего места пути движения и источников опасности. Водитель на панели приборов получает сведения о работоспособности систем и агрегатов автомобиля, обеспечивающих безопасность движения: давлении воздуха в тормозной системе, шинах колес, об отказе какого-либо контура тормозов, работе указателей поворота, скорости движения и т. д. Размещение приборов внутренней информативности, их размеры, освещение, цвет нормируются соответствующими документами. Конструкция, размеры окон, зеркал, кабины, кузова и их некоторых элементов — главные факторы, влияющие на обзор с рабочего места водителя. Стеклоочистители, омыватели, обогрев и обдув стекол обеспечивают требуемую обзорность в дождь, снег, мороз. У современных автомобилей стандарты предусматривают не только обязательность установки таких приборов, но и их количество и требования к техническому состоянию, режиму работы.

К элементам звуковой информативности относятся звуковые приборы, позволяющие водителю предотвратить опасные ситуации, возникающие на дороге, а также получать самому информацию об изменениях дорожной обстановки или работе механизмов автомобиля

## 1.2. Пассивная безопасность

Способность конструкции транспортного средства обеспечивать защиту человека от травмирования или смертельного исхода при ДТП называется пассивной безопасностью. При этом скорость движения ТС перед ДТП не должна превышать 50 км/ч. Различают внутреннюю пассивную безопасность по отношению к водителю и пассажирам и внешнюю – к пешеходам и уменьшению повреждения автомобиля.

Принцип действия средств пассивной безопасности в основном состоит в уменьшении динамической нагрузки на тело человека в процессе столкновения или опрокидывания ТС, что обеспечивается некоторой растяжкой времени действия нагрузки за счет деформации элементов пассивной безопасности. При этом используются такие факторы, как ограничение перемещения людей внутри кузова, кабины, закрепление в нем предметов, уменьшение травмоопасности деталей, контактирующих с человеком, допустимое уменьшение внутренних размеров кузова, кабины. В современных ТС элементы пассивной безопасности выполняют в соответствии с действующими международными нормативами и ГОСТ. К средствам пассивной безопасности относят: ударно – прочностные свойства кузова, кабины, травмобезопасную рулевую колонку, ремни безопасности, замки и петли дверей, сиденья и их крепления, элементы интерьера, подголовники, стекла кузова, кабины, бамперы и другие

Средства пассивной безопасности входят в конструкцию автомобиля и срабатывают автоматически. Исключение составляют ремни, которыми нужно пользоваться при движении. Также необходимо наращивать передний борт кузова до крыши кабины у бортовых грузовых автомобилей, что повышает надежность защиты водителя при деформации крыши кабины в случаях опрокидывания на нее автомобиля. Средства пассивной безопасности в отличие от средств активной безопасности в эксплуатации не изменяют своих параметров и поэтому не требуют контрольных операций, связанных с замерами

ми усилий, расстояний и т. п. В ГОСТ 25478 – 82 изложены требования к техническому состоянию только таких элементов пассивной безопасности, как замки дверей кузова или кабины, запоры бортов грузовой платформы, механизм регулировки положения сидения водителя, аварийные выходы автобусов и устройства приведения их в действие, привод управления дверьми и сигнал требования остановки. Они должны быть в работоспособном состоянии. Дается также перечень дефектов, при которых ремни безопасности подлежат замене: надрывы на ляжке, -потертости ляжки, при которых увеличилась ее толщина; замок не фиксирует «язык» ляжки после нажатия на кнопку замыкающего устройства, пружина замка не выбрасывает «язык»; после вытягивания ляжки на всю длину ляжка не втягивается в инерционную катушку; инерционная катушка замкнулись и не вращается; при быстром торможении автомобиля, движущемся с выключенным сцеплением (скорость движения 15...20 км/ч) не блокируется ляжка в инерционной катушке. Грузовые автомобили, прицепы и полуприцепы должны иметь устройства, препятствующие въезду легкового автомобиля под кузов грузового более чем на 200...300 мм.

### **1.3. Послеаварийная безопасность**

Обеспечивается конструкцией транспортного средства, предусматривающей немедленный выход людей из кузова или кабины после аварии, особенно в случаях, сопровождающихся пожаром, погружением ТС в водоем. К средствам послеаварийной безопасности относят запасные выходы из салона автобуса, приспособления для обеспечения выхода. Устройства сигнализации, пожаротушения также уменьшают последствия аварии. Большое значение имеет оказание медицинской и другой помощи пострадавшим. В соответствии с требованиями ГОСТ 25478 – 82 при эксплуатации ТС необходимо обеспечить работоспособность стандартных устройств: замков дверей кузова



или кабины, запоров бортов грузовой платформы, механизмов регулировки положения сиденья водителя, аварийных выходов автобусов и устройств приведения их в действие, приводов управления дверьми и сигналов требования остановки, звукового сигнала. Аварийные выходы в автобусах должны быть обозначены и иметь таблички по правилам их использования. Изоляция электропроводки ТС должна исключать возможность возникновения случайных замыканий проводов с массой автомобиля и между собой.

#### **1.4. Экологическая безопасность**

Экологическая проблема связана с автомобилизацией и ее вредными последствиями. Наиболее остро ощущается загрязнение атмосферы выхлопными газами двигателей.

Качество атмосферного воздуха регулируется нормированием предельно допустимых концентраций вредных веществ. Предельные нормы устанавливаются в соответствии с медико-биологическими критериями охраны здоровья человека и социально-экономической структурой общественного развития.

## Глава 2. Исследования тормозных качеств автотранспортных средств

### 2.1. Тормозные качества автотранспортных средств

Тормозная система автотранспортных средств изучалась с момента первых работок автомобилей как транспортных средств и применения их для перевозки грузов и пассажиров. Этому вопросу посвящено значительное число работ российских и зарубежных ученых.

Теоретическому и экспериментальному исследованию вопросов, связанных с повышением активной безопасности при торможении, посвящены работы Н.А. Бухарина, Д.П. Великанова, С.В. Вахменцева, А.Б. Гредескула, Б.Б. Генбома, Л.В. Гуревича, А.Д. Давыдова, В.А. Демьянюка, Н. В. Дивакова, Ю.А. Ечеистова, В.А. Иларионова, Ю.М. Калинина, Н.Н. Катаева, Г.К. Косолапова, Г.И. Клинковштейна, А.П. Кунакова, А.С. Литвинова, А.Ф. Мащенко, Н.Ф. Метлюка, Р.А. Меламуда, Б.И. Морозова, В.А. Петрова, М.А. Пауль (M.Pauly), А.А. Ревина, В.Г. Розанова, Ю.А. Рябоконея, В.И. Сальникова, А. Слибар (A.Slibar), Г.П. Стоянова, Д.А. Соцкова, С.И. Тимофеевой, Х. Трагер (H.Trager), Я.Е. Фаробина, Б.С. Фалькевича, А.К. Фрумкина, В.А. Чудакова, В.Н. Шулаева, Д.Р. Эллис (D.R.Ellis), Б.Ф. Юдакова и других российских и зарубежных ученых.

Тормозные качества являются одними из главных показателей безопасности движения автомобиля, которые в современных условиях всевозрастающих скоростей и интенсивности движения на дорогах приобретают первостепенное значение. Эффективность действия тормозов существенно влияет и на главный эксплуатационный показатель – производительность автомобиля.

Это объясняется тем, что производительность автомобиля прямопропорциональна технической скорости автомобиля, а высокие показатели последней могут быть получены только при надежных и высокоэффективных тормозах, обеспечивающих уверенную работу водителя. Поэтому при создании новых моделей автомобилей, как в Российской Федерации, так и за рубежом, научные работники, конструкторы и испытатели автомобилей большое внимание уделяют улучшению конструкции тормозных механизмов. Для этого применяется регуля-

тор тормозных сил, антиблокировочная система ABS с электронным распределением тормозных сил EBV, чтобы избежать блокирования колес. Это не только сокращает тормозной путь на однородном дорожном покрытии, но и дает возможность сохранить управляемость. Brake Assist System (BAS) в ситуациях экстренного торможения примерно на 40% снижает необходимое для активации ABS тормозное усилие. BAS помогает водителю в критической ситуации реализовать максимальное усилие на педали тормоза в первые же мгновения экстренной остановки. Electronic Stability Programm (ESP) расшифровывается как электронная система контроля устойчивости автомобиля. Благодаря всевозможным датчикам ESP в критический момент притормаживает одно или несколько колес, препятствуя развитию заноса задней оси или сносу передней оси, Sensotronic Brake Control (SBC) система управления тормозами является следующим шагом прогресса вслед за ABS, ESP и Brake Assist и другими.

Однако совершенствование тормозов, повышение их расчетной мощности хотя и имеет большое значение, но не решает полностью проблему снижения аварийности и транспортного травматизма. Необходимо, чтобы в условиях эксплуатации обеспечивался высокий уровень технического состояния тормозов, максимально использовались тормозные качества, обеспечиваемые конструкцией автомобиля.

Между тем при эксплуатации автомобилей еще не уделяется должного внимания техническому состоянию тормозов, а средние показатели эффективности действия тормозов автомобилей, находящихся в эксплуатации, далеки от реально возможных.

В подавляющем количестве дорожных происшествий (до 50%), возникших в результате технических неисправностей автомобилей, основной причиной является выход из строя тормозной системы.

В остальных случаях (как показывает анализ материалов дорожных происшествий) некоторые из происшествий можно было бы предотвратить, если бы действие тормозной системы было более эффективно. Недостаточный уровень тормозных качеств автомобилей и использование автомобилей с неисправными

тормозами в значительной мере объясняются неудовлетворительным контролем технического состояния тормозов автомобилей как на автотранспортных предприятиях, так и в государственной инспекции по безопасности дорожного движения (ГИБДД). Недостаточность контроля вызвана тем, что в течение длительного времени не было необходимых контрольных приборов, технически обоснованных нормативов и методики проверки эффективности действия тормозов.

Официальным требованием к эффективности действия тормозов автомобилей в эксплуатационных условиях является ГОСТ Р 51709-2001. Отсутствие объективного контроля тормозов не давало возможности накопить фактический материал, характеризующий влияние эксплуатационных условий на торможение автомобиля, и способствовало как существованию нереальных нормативов, так и недостаточному вниманию к техническому состоянию тормозов со стороны работников автомобильного транспорта.

Таким образом, в числе важнейших задач, решение которых необходимо для успешной борьбы за безопасность движения, одним из важных является обеспечение высоких тормозных качеств автотранспортных средств. Для решения этой задачи необходима разработка новых конструкций тормозов, отвечающих современным требованиям безопасности, и исследовательская работа, обобщающая и анализирующая материалы о тормозных качествах различных типов автомобилей в характерных условиях эксплуатации.

Лишь на основе таких данных могут быть разработаны требования по улучшению конструкции тормозных механизмов, усовершенствованы нормативы и методы проверки тормозов, а также решены некоторые другие вопросы обеспечения безопасности движения

## **2.2. Анализ отечественных и международных нормативных документов, регламентирующих тормозные свойства автотранспортных средств**

Тормозные свойства относятся к важнейшим из эксплуатационных свойств, определяющих активную безопасность автомобиля, под которой понимается совокупность специальных конструктивных мероприятий, обеспечивающих без-

опасность дорожного движения. Термин «дорожное движение» (Road Traffic, Stnas-senveikebr) впервые был широко введен в обращение международной конвенцией о дорожном движении, принятой в рамках ООН в 1949 году, которая в 1968 году была переработана, а в 1993 году дополнена.

Нормативные документы, регламентирующие требования к тормозным свойствам АТС, имеет каждая из европейских стран. Эти требования вырабатывались в течение многих лет с учетом эксплуатационных показателей АТС, однако условия и безопасность движения в законодательстве других стран почти не принималось во внимание. Развитие международных перевозок грузов и пассажиров, распространение международного туризма требовали унификации правил дорожного движения и норм безопасности. В 1958 году в рамках комитета по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных Наций (КВТ ЕЭК ООН), с участием СССР, было подписано соглашение о принятии единообразных предписаний и о взаимном признании официального утверждения предметов оборудования и частей моторных перевозочных средств «Правила №13» ЕЭК ООН. В соответствии с этими правилами разрабатывают национальные стандарты. В России для оценки тормозных свойств для новых автомобилей действует ГОСТ 22895 - 77 , а для автомобилей, находящихся в эксплуатации - ГОСТ Р 51709-2001.

Большинство национальных стандартов оценивает эффективность торможения по величинам тормозного пути, максимального и среднего замедления.

Изучение причин ДТП показывает, что в настоящее время большинство аварий происходит с технически исправными и новыми автомобилями, а тяжесть ДТП определяется не только изношенностью узлов и деталей, но и несоответствием конструкции тормозной системы сложным условиям дорожного движения. Очевидно, назрела необходимость определения совершенства конструкции тормозных систем в отношении безопасности движения АТС, движущихся в едином транспортном потоке. Чрезмерное повышение эффективности торможения автомобилей одной категории может отрицательно повлиять на безопасность движения автомобилей в транспортном потоке. Моделирование процесса

торможения на ЭВМ для условий транспортного потока показало, что улучшение тормозных свойств новых автомобилей не привело к повышению безопасности движения. На современном этапе улучшились не только тормозные, но и динамические качества автомобилей. Требования к тормозным системам рассматриваются в двух основных аспектах: новых автомобилей и автомобилей, находящихся в эксплуатации.

Основополагающим отечественным нормативным документом, регламентирующим требования к техническому состоянию автотранспортных средств, находящихся в эксплуатации, является ГОСТ Р 51709-2001 [72]. Данный стандарт содержит требования к АТС по условиям безопасности движения и методы их проверки. Стандарт предполагает для проверки эффективности торможения и устойчивости АТС при торможении проведение дорожных или стендовых испытаний и определяет условия их проведения. В ходе испытаний определяется соответствие АТС предъявляемым требованиям. В РФ технические требования к тормозным системам АТС нашли отражение в ГОСТ 22895-77, который содержит типы испытаний и базируется на методах ЕЭК ООН.

Стандарты США разрабатывались на основе соответствующих методик и стандартов SAE (Общества инженеров автомобилистов), в которых предусмотрены испытания автомобилей, автобусов и автопоездов. Причем, нормативы, как для пассажирских, так и для грузовых автомобилей единые. Методикой предусмотрено испытание рабочей тормозной системы в различных дорожных условиях.

Шведский стандарт F-18 на проведение испытаний учитывает особенности местных условий эксплуатации АТС, где особого внимания заслуживают требования к надежности трубопроводов и автоматической компенсации износа трущихся поверхностей тормозов или, по крайней мере, предупредительной сигнализации. Этим же стандартом предусмотрены более жесткие требования к восстановлению эффективности мокрых тормозов и к последовательности блокирования колес.

Стандартом Германии StVZO-1969 предусмотрены методы испытаний тормозных систем и контроля тормозных свойств как новых, так и АТС, находящихся в экс-

плуатации. В результате испытаний определяют зависимость текущего показателя эффективности (замедления или тормозной силы) от времени для холодных тормозных механизмов, а также на режимах частичных торможений для нагретых тормозов.

Английская фирма «Lucas Girling» оценивает эффективность торможения для холодных тормозов при полной и 50% нагрузке автомобиля. Методикой предусматриваются также испытания по восстановлению эффективности тормозных механизмов. Правилами № 13 ЕЭК ООН предусматриваются три типа испытаний тормозных систем, которые нашли отражение и в отечественном ГОСТ 22895-77: Испытание типа 0 (обычное испытание эффективности при холодных тормозах), испытание типа I (испытание на потерю эффективности), испытание типа II (поведение транспортного средства на затяжных спусках).

В соответствии с Правилем № 13 ЕЭК ООН двухосные автотранспортные средства должны отвечать следующим требованиям.

Для значений коэффициентов сцепления в пределах от 0,2 до 0,8 все категории транспортных средств должны удовлетворять соотношению:

$$z \geq 0,1 + 0,85(\gamma - 0,2),$$

где  $\gamma$  – удельная тормозная сила;

$z$  – относительное замедление автотранспортного средства.

Для всех условий нагрузки транспортного средства категории  $M_1$  в диапазоне коэффициентов торможения от 0,15 до 0,8 средняя кривая реализуемого сцепления (удельной тормозной силы) передней оси должна располагаться над кривой реализуемого сцепления (удельной тормозной силы) задней оси.

Однако для всех транспортных средств этой категории, для которых значения  $z$  находятся в диапазоне от 0,3 до 0,45, допускается инверсия кривых удельных тормозных сил при условии, что кривая удельной тормозной силы задней оси не выходит более чем на 0,05 за пределы прямой, соответствующей уравнению  $y = z$  (прямая равного сцепления, рисунке 2.1).

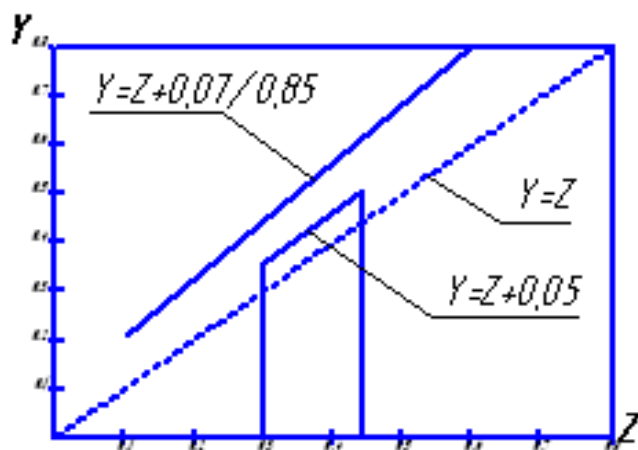


Рисунок 2.1 – Граничные линии удельных тормозных сил по Правилам №13 ЕЭК ООН для АТС категории М<sub>1</sub>

Для проверки выполнения условия  $\gamma = z$  необходимо получить кривые реализуемого сцепления для передней и задней осей, рассчитанные по формулам:

$$\gamma = \frac{R_{X1}}{R_{Z2}}; \quad \gamma = \frac{R_{X2}}{R_{Z2}} \quad (2.1)$$

Большинство национальных стандартов оценивают эффективность торможения по величинам тормозного пути максимального и среднего замедления (таблица 2.1).

Национальными стандартами устанавливаются технические требования к тормозным системам АТС, регламентирующие допустимую величину снижения эффективности тормозных систем в процессе эксплуатации. Шведский стандарт F-18-1971 допускает снижение эффективности рабочей тормозной системы не более 10%. Такое же снижение эффективности торможения АТС, находящихся в эксплуатации, допускается Правил №13 ЕЭК ООН. Нормативы тормозной эффективности рабочей тормозной системы АТС, находящегося в эксплуатации, в России регламентируются ГОСТ Р 51709-2001.

Директивы ЕС (Европейского Союза), в отличие от Правил ЕЭК ООН, которые относятся к оборудованию и системам автомобилей, распространяются на собранные конструкции автотранспортных средств и требуют, чтобы они были оснащены вполне определенными аттестованными системами, которые вклю-



чены в технические условия на конструкцию и эксплуатацию и, следовательно, в соответствующие национальные стандарты.

Таблица 2.1 – Эффективность тормозных систем

Страны	Измерители тормозной эффективности			
	тормозной путь, $S_T$	замедление		тормозная сила, $\sum P_T$
		$j_{MAX}$	$j_{CP}$	
Австрия	–	–	+	–
Бельгия	+	+	–	–
Венгрия	–	+	–	–
Германия	–	–	+	–
Дания	–	–	+	–
Италия	+	–	–	–
Россия	+	+	–	–
США	+	–	+	+
Франция	+	+	–	–
Швейцария	–	–	+	–
Швеция	–	+	–	–

Современные стандарты ЕС по эффективности работы тормозных систем, согласно директивам 71/320, 75/524, 79/489, 85/647 и 88/194 определяют предельно допустимые значения замедлений, обязывают устанавливать на определенные автомобили антиблокировочные системы и рекомендуют контролировать устойчивость седельных автопоездов при торможении.

Ниже приведены предельно допустимые значения замедлений в соответствии с директивами ЕС:

- рабочая тормозная система 0,6 g;
- запасная тормозная система 0,25 g,

где g – ускорение свободного падения.

Автотранспортные средства в обязательном порядке должны иметь тормозное управление, состоящее, как минимум, из рабочей, запасной и стояночной тормозных систем. Вспомогательная тормозная система обязательна для тяже-

лых 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 [63].

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, иметь роторные части, постоянно и жестко связанные с колесами автотранспортного средства при помощи деталей, поломки которых в процессе нормальной эксплуатации были бы исключены.

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».

## *Требования к рабочим тормозным системам*

Основное требование, предъявляемое к рабочей тормозной системе, – обеспечение регулирования скорости автомобиля с заданной эффективностью и в заданных пределах вне зависимости от величины этой скорости, нагрузки автомобиля, уклонов дороги и прочих условий эксплуатации, для которых автомобиль предназначен.

Рабочая тормозная система должна действовать на все колеса автотранспортного средства, ее действие должно быть плавным, а распределение этого действия по осям автомобиля – рациональным. Последнее требование может быть изложено следующим образом. У любого двухосного автотранспортного средства (за исключением подкатегорий  $O_1$  и  $O_2$ ) и при всех допустимых нагрузках передние колеса должны блокироваться раньше задних в том случае, если отношение замедления автомобиля к ускорению свободного падения ( $9,81 \text{ м/с}^2$ ) лежит в следующих пределах: для подкатегории  $M_1$  от 0,15 до 0,80; для остальных (кроме городских автобусов) 0,15 – 0,30.

Привод рабочей тормозной системы должен иметь не менее двух контуров. Каждый контур рабочих тормозов должен при отказе остальных контуров обеспечивать торможение с эффективностью, не меньшей 30% нормы, предписанной для всей рабочей тормозной системы. Эта величина повышается практически до 50%, если контуры рабочих тормозов играют роль запасной тормозной системы.

В целях безопасности каждый контур рабочей тормозной системы, использующей посторонний источник энергии (кроме вакуумного), должен иметь автономный аккумулятор энергии. Отказ какого-либо контура не должен мешать источнику снабжать энергией неповрежденные контуры.

Запас энергии в аккумуляторах должен быть таким, чтобы без его пополнения после восьми максимально интенсивных торможений девятое можно было бы осуществить с эффективностью, предписанной для запасных тормозных систем.

### ***Требования эффективности к запасной тормозной системе***

Запасная тормозная система должна обеспечивать выполнение функций рабочей тормозной системы при неисправности или повреждении любого элемента. Критерием оценки эффективности запасной тормозной системы при дорожных испытаниях автотранспортных средств категорий М являются величины тормозного пути и установившегося замедления.

### ***Требования к стояночным и вспомогательным тормозным системам***

Основным требованием к стояночной тормозной системе является требование надежности: она должна вне зависимости от присутствия водителя обеспечивать автотранспортному средству неподвижность на подъеме и спуске. Специфичность этих требований очевидна. Стояночная тормозная система не может обойтись без аккумулятора энергии, причем расхода энергии в процессе стояночного торможения быть не должно. Воздух и тормозная жидкость для этих целей не годятся, поскольку вероятность утечек и отказов в пневматических, вакуумных и гидравлических приводах всегда достаточно велика. Поэтому современные регламенты разрешают использовать воздух или жидкость для затормаживания стояночного тормоза, то есть для приложения нужного усилия.

Однако дальнейшее поддержание этого усилия постоянным по величине должно осуществляться исключительно за счет упругой деформации какого-либо твердого тела, например, тросов и тяг.

У тяжелых автомобилей, где усилия водителя недостаточно, затормаживание стояночного тормоза производится за счет упругой деформации специальной мощной пружины, то есть твердым телом, а возврат пружины в исходное положение при растормаживании осуществляется сжатым воздухом.

Специфика стояночной тормозной системы требует, чтобы ее орган управления и передаточный механизм привода были независимы от рабочей тормозной системы.

Часто стояночный тормоз выполняет функции запасной тормозной системы. В этом случае его конструкция должна быть такой, чтобы можно было плавно и быстро останавливать автомобиль, едущий с большой скоростью. В любом слу-

чае управление стояночной тормозной системой одиночного автомобиля или автопоезда должно осуществляться с рабочего места водителя.

Тормоза-замедлители – самый молодой вид тормозной системы и их обязательное применение пока ограничено, поэтому требования к ним находятся в стадии разработки. Можно отметить лишь то, что водитель должен иметь возможность управлять вспомогательной тормозной системой со своего рабочего места, контролируя, по крайней мере, одной рукой рулевое управление.

Нормы эффективности запасной тормозной системы автотранспортных средств категорий М должны соответствовать показателям, приведенным в таблицах 2.2 – 2.4

Таблица 2.2 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи рабочей тормозной системы при проверках на роликовых стендах

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления, Р <sub>н</sub> , Н	Удельная тормозная сила, $\gamma_T$ , не менее
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	M <sub>1</sub>	490	0,53
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686	0,46
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686	0,46
Прицепы с двумя и более осями	O <sub>1</sub> , O <sub>2</sub> , O <sub>3</sub> , O <sub>4</sub>	686	0,46
Прицепы с центральной осью и полуприцепы	O <sub>1</sub> , O <sub>2</sub> , O <sub>3</sub> , O <sub>4</sub>	686	0,41

Таблица 2.3 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи рабочей тормозной системы в дорожных условиях с использованием прибора для проверки тормозных систем

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления, Р <sub>н</sub> , Н	Тормозной путь АТС S <sub>T</sub> , м, не более
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	M <sub>1</sub>	490	0,53
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686	0,46
Легковые автомобили с прицепом без тормозов	M <sub>1</sub>	490	
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686	0,46

Таблица 2.4 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи рабочей тормозной системы в дорожных условиях с регистрацией параметров торможения

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления, $P_n, Н$	Установившееся замедление, $\dot{j}_{уст}, м/с^2$ не менее	Время срабатывания тормозной системы, $\tau_{ср}, с$ , не более
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	$M_1$	490	5,2	0,6
	$M_2, M_3$	686	4,5	0,8 (1,0 <sup>*</sup> )
Легковые автомобили с прицепом без тормозов	$M_1$	490	5,2	0,6
Грузовые автомобили	$N_1, N_2, N_3$	686	4,5	0,8 (1,0 <sup>*</sup> )
* для АТС, изготовленных до 1.01.81				

### 2.3. Анализ транспортных происшествий связанных с техническим состоянием тормозных систем

Качественный анализ ДТП служит для установления причинно-следственных факторов и степени их влияния на возникновение ДТП. В большинстве стран общественное мнение и официальная статистика органов организации дорожного движения чаще всего усматривают основную причину ДТП в небрежности, ошибках участников движения или неисправности автомобилей. При анализе ДТП наиболее просто отнести его причину к водителю, который, как считают, обязан мгновенно реагировать на изменение дорожно-транспортной ситуации и компенсировать несовершенство системы «Водитель - автомобиль - дорога - среда» необходимыми приемами управления, обеспечивающими безопасный режим движения.

В таблице 2.5 представлено количество ДТП в % по причине отдельных элементов, влияющих на безопасность движения [309].

Наиболее часто причинами ДТП являются в тормозных системах – утечка тормозной жидкости или воздуха из магистрали, разрыв шлангов в диафрагме тормозных камер, изнашивание фрикционных материалов, неравномерность тор-

мозных сил, чрезмерное время срабатывания тормозного привода.

Таблица 2.5 – Распределение ДТП по причинам технической неисправности автотранспортного средства, %

Причина	Количество ДТП, %
Повреждение тормозных шлангов, трубопроводов	5.7
Поломка деталей тормозного привода	3.3
Другие неисправности тормозов	27.0
Неподсоединение тормозных шлангов прицепа	8,9
Негерметичность тормозных шлангов	4,0
Поломка деталей рулевого привода	4.8
Рассоединение тяг рулевого привода	3.7
Увеличенный люфт рулевого колеса	3.0
Другие неисправности рулевого управления	5.7
Поломка деталей ходовой части	7.2
Неисправные фары	4.0
Неисправны стоп-сигналы, указатели поворотов	1.7
Отсутствие или неисправность габаритных фонарей	1.5
Отсутствие или неисправность зеркала заднего вида	0.6
Ограничен обзор для водителя из-за дефекта стекла	0.4
Отсутствие или неисправность стеклоочистителя	0.5
Изношенный протектор	5.3
Разрыв шины	8.2
Неисправно сцепное устройство	2.2
Другие неисправности транспортного средства	15.2

В рулевом управлении – увеличенный свободный ход рулевого колеса, ослабление крепления деталей, заклинивание рулевого механизма, разъединение рулевого привода из-за поломки шаровых пальцев; в системе освещения и сигнализации – перегорание ламп, неправильная установка фар; в ходовой части – проколы и разрывы шин.

Как следует из таблицы 4.5, на долю тормозных систем приводится 49% от общего количества ДТП по причине неисправности АТС. Следовательно, наиболее существенного снижения ДТП по причине неудовлетворительного технического состояния АТС можно достигнуть путем повышения эксплуатационной надежности тормозных систем.

По статистическим данным количество ДТП, обусловленных неисправностями

тормозных систем автомобиля, составляет от 36 до 50% от всех аварий, произошедших по техническим причинам. Своевременное повышение надежности тормозных систем позволит намного снизить этот показатель.

#### **2.4. Критерии оценки тормозных свойств автотранспортных средств**

Испытания по определению тормозных свойств автотранспортных средств предназначены для количественной оценки эффективности действия тормозных систем и устойчивости автомобиля при торможении. Результаты испытаний дают необходимый материал конструкторам для улучшения тормозных свойств автомобиля, а инспектирующим организациям позволяют определить допустимые границы снижения тормозных свойств автомобилей [70, 71, 72, 104]. На их методической основе проводятся испытания по определению эффективности рабочей, запасной, стояночной, вспомогательной, тормозных систем, а также испытания автомобилей, оборудованных регуляторами тормозных сил и антиблокировочными устройствами.

В отечественной литературе вопросы испытаний тормозных свойств автомобилей рассмотрены Бухариным Н.А., Клинковштейном Г.И., Ройтманом Б.А., Розановым В.Г., Суковицыным В.И., Суворовым Ю.Б., Фалькевичем Б.С. и рядом других исследователей [137, 138, 227, 242].

В своих трудах Бухарин Н.А. в качестве критерия оценки тормозных свойств рекомендует тормозной путь: основной способ определения параметров торможения – запись замедления в функции времени, то есть тормозную диаграмму.

Клинковштейн Г.И. в своих работах при рассмотрении процесса торможения также использует тормозную диаграмму, а в качестве критерия оценки рекомендует тормозной путь и установившееся замедление.

Проведение тормозных испытаний в дорожных условиях описано в работе Розанова В.Г. В качестве основного оценочного параметра принята величина пути торможения, скорость начала торможения, усилие на педали тормоза.

Вопросам методики испытаний посвящено значительное количество зарубеж-



ных работ.

В документах, принятых США изложены методики проверки и нормы оценки тормозных свойств автомобилей [245]. Оценочными параметрами выбраны тормозной путь, установившееся замедление и тормозная сила, которую рекомендуется проверять на тормозном стенде. Методики определяют величину тормозного пути, исходя из начальной скорости торможения для разных автомобилей, расчетных формул в документе нет.

Методика фирмы «Гирлинг» предусматривает проведение испытаний для оценки разработанных тормозных систем в следующей последовательности:

- приработка накладок тормоза;
- замер толщины накладок тормоза;
- анализ хода педали тормоза;
- оценка эффективности работы холодного тормоза;
- замер толщины тормозных накладок перед проверкой эффективности работы нагрева;
- оценка эффективности нагретого тормоза;
- замер толщины тормозных накладок после проверки эффективности нагретого тормоза;
- проверка восстанавливаемости накладок после их нагрева и последующего охлаждения.

Основным критерием оценки эффективности торможения по данной методике является величина замедления автомобиля.

Методика «Руте» распространяется на легковые автомобили и является практически одним из первых документов, предписывающих проводить тормозные испытания с высоких скоростей [245]. Критерии эффективности рекомендованы те же, что и в методике «Гирлинг». Методика содержит описание подготовки объекта к испытаниям и предполагает проведение большого объема испытаний. В качестве недостатков отмечено, что для оценки эффективности при испытаниях рекомендуется определять установившееся замедление при торможе-

нии одним контуром, которое не позволяет определить эффективность действия системы в целом. Методика, изложенная в работе, аналогична предыдущим и отличается тем, что тормозные свойства в ней оцениваются в зависимости от замедления, от усилия на педали при полном торможении с 48 км/ч.

Большое внимание уделено методикам тормозных испытаний в Германии. Технические требования, предъявляемые к транспортным средствам, и методы испытаний достаточно полно описывают проведение испытаний, дают рекомендации по контролю тормозов транспортных средств перед испытанием, в условия проведения испытаний [245]. Критерием оценки эффективности торможения в Германии принято замедление за цикл. На величину этого параметра оказывают влияние конструкция тормозного механизма, схема привода, усилие на педали тормоза, темп нажатия на педаль, коэффициент сцепления с дорогой, то есть те факторы, которые определяют время срабатывания привода и нарастания замедления. Поэтому среднее замедление за цикл представляет большой интерес, однако определить его сложно, и при обычных контрольных испытаниях применять его нецелесообразно. Методика также предусматривает проведение и испытание автомобилей при торможении рабочими тормозными механизмами в «холодном» состоянии с повышенной скорости. Эти испытания предписаны для всех автомобилей, максимальная скорость которых более 140 км/ч. Торможение осуществляется со скоростью 110 км/ч при усилии, которое соответствует удельной тормозной силе 45% холодных тормозов, при этом эффективность должна быть не менее 36%. Определение времени срабатывания тормозных систем подробно рассмотрено в работах, время срабатывания и время нарастания давления необходимо определять при полном давлении в зависимости от длительности воздействия через определенные интервалы (минимум измерений). В документе большое внимание уделено испытательной аппаратуре, приборам и точности измерения [245].

Действующие методики в Германии отличаются тем, что в качестве критерия оценки тормозных свойств применяют средние значения по пути замедления. Непосредственно при испытаниях его определить невозможно, поэтому исполь-

зуют зависимость текущего замедления от времени при полных торможениях. В правилах №13 ЕЭК ООН записано, что для всех категорий автотранспортных средств, при отсутствии антиблокировочных устройств, кривая удельной тормозной силы передней оси  $\gamma_{T1}$  должна располагаться над кривой удельной тормозной силы задней оси  $\gamma_{T2}$ . Кроме того, для значений коэффициента сцепления дороги в диапазоне от 0,2 до 0,8 общая удельная тормозная сила автомобиля должна соответствовать формуле

$$\gamma = \frac{P_y}{G_o} = \frac{j}{g} = 0,1 + 0,85(\varphi - 0,2)$$

Таким образом, одним из основных критериев оценки тормозных качеств автомобиля при дорожных испытаниях служит величина минимального тормозного пути при торможении с некоторой начальной скорости до полной остановки. Подавляющее большинство существующих аналитических выражений для определения величины тормозного пути в качестве основного фактора использует начальную скорость торможения. Это не случайно, поскольку начальная скорость определяет кинетическую энергию автомобиля, которая должна быть рассеяна при торможении. В основу наиболее распространенных аналитических зависимостей положены формулы механики для тела, движущегося с постоянным замедлением. С целью приведения в соответствие результатов расчета по классическим формулам и полученных экспериментально, в формулы вводились коэффициенты, учитывающие некоторые особенности реального процесса торможения автомобиля. В тот период, когда разрабатывались и корректировались существующие аналитические зависимости, подавляющее число автомобилей оборудовалось барабанными тормозами, а скорости движения более 100-110 км/ч были относительно редки.

В последние годы характерен значительный рост максимальных и средних скоростей движения как в населенных пунктах, так и на автомагистралях, а также широкое внедрение в конструкцию автомобилей тормозов. Барабанные тормоза на легковых автомобилях еще применяются благодаря конструктивным усо-

вершенствованиям и применению новых материалов. Значительно возросла их стабильность, эффективность и быстрота их действия, но тем не менее они по всем указанным параметрам уступают дисковым.

Необходимо отметить, что увеличение начальной скорости торможения выявило весьма существенное снижение эффективности действия тормозных механизмов вследствие роста скорости, относительного скольжения, поверхности трения, что, к сожалению, не отражено ни в одной из известных аналитических зависимостей.

#### **2.4.1. Методы и средства диагностирования тормозных систем**

В последние годы в нашей стране и за рубежом создано и выпущено значительное количество приборов и стендов для диагностирования тормозов. Созданы методы и средства для диагностирования тормозной системы в дорожных условиях, для стационарного диагностирования в процессе технического обслуживания и технического ремонта или же после его выполнения. Разрабатываются методы и средства встроенного диагностирования тормозов (бортовая диагностика) [17, 69, 70, 71, 90, 99, 104, 109, 129, 160, 176, 184, 192].

Техническое диагностирование – процесс определения технического состояния объекта с определенной точностью. Различают диагностику общую, направленную на определение технического состояния автомобиля (агрегата, узла) без выявления конкретной неисправности («исправен», «неисправен») и поэтапную (углубленную), направленную на определение технического состояния конкретного агрегата (узла, системы) с выявлением места, причины и характера неисправности и отказа.

Методы и средства диагностирования автомобилей служат для имитации режимов их работы, измерения диагностических параметров и постановки диагноза. На рисунке 2.2 представлена классификация методов и видов диагностирования автомобилей.

По видам измеряемых диагностических параметров методы диагностирования

подразделяются на две группы: функциональные, которые соответствуют параметрам эффективности объекта диагностирования (например, такой параметр, как тормозной путь) и локальные, которые соответствуют параметрам процессов, сопутствующих функционированию объекта (например, нагрев) или же геометрическим параметрам (зазор, люфт).



Рисунок 2.2 – Классификация видов и методов диагностирования

Первая группа методов и средств предназначается главным образом для определения работоспособности объекта в целом.

Если же рабочие параметры не соответствуют нормам, то диагностирование углубляют, определяя причины неисправностей его элементов при помощи локальных методов. По статистическим данным количество ДТП, обусловленных неисправностями тормозных систем автомобиля, составляет от 36 до 50% от всех аварий, происшедших по техническим причинам. Своевременное выявление

ние этих неисправностей должно обеспечиваться диагностированием.

Для углубленного диагностирования тормозных систем необходимо выявить закономерности измерения параметров технического состояния объекта диагностирования, выбрать диагностические параметры, определить характеристики их изменения и связи с параметрами состояния объекта, установить нормативные значения диагностических параметров, определить способ постановки диагноза, выбрать и обосновать соответствующие методы и измерительные средства, определить оптимальную процедуру и алгоритм диагностирования.

Общее диагностирование автомобиля в дорожных условиях осуществляют следующими методами:

- по синхронности начала торможения всеми колесами;
- по максимальному замедлению автомобиля.

Диагностирование по тормозному пути заключается в наблюдении за автомобилем при резком однократном нажатии на педаль тормоза (сцепление при этом выключено) и измерении тормозного пути. Одновременно наблюдают за синхронностью торможения по следам шин, оставленным на дороге. Испытательный участок должен соответствовать требованиям ОСТ-37.001.067-86 покрытие дороги должно быть твердым, сухим, ровным, связанным и обеспечивать сцепление колёс с дорогой, достаточное для достижения предписанной эффективности торможения [192]. Нормативный тормозной путь для автомобиля категории  $M_1$  должен составлять 14,7 м со скоростью 40 км/ч [72, 104]. Этот способ не дает достоверных испытаний, пользование им затруднено в связи с необходимостью иметь достаточно большой участок горизонтальной дороги с твердым, сухим и ровным покрытием.

Диагностирование тормозных систем по замедлению автомобилей при помощи переносных приборов – деселерометров – осуществляется также на ровном горизонтальном участке дороги. Автомобиль разгоняют до скорости 40 км/ч и резко тормозят однократным нажатием на педаль при выключенном сцеплении. При этом измеряют максимальное замедление  $j_{max}$ . Нормативное замедление

для автомобилей категории  $M_1$  должно составлять не менее 5,8 м/с по ГОСТ Р 51709-2001.

Для диагностирования тормозов автомобилей при помощи встроенных приспособлений (бортовая диагностика) применяют системы, которые дают информацию об изношенности тормозных колодок, уровне тормозной жидкости, о давлении в приводе, работе ручного тормоза и других. Система состоит из встроенных датчиков и щитковых указателей или аварийных сигнализаторов. Встроенное диагностирование обеспечивает возможность непрерывного слежения за состоянием тормозов. С этой точки зрения оно идеально. Ограниченность же применения встроенного диагностирования обусловлена значительной его стоимостью.

Оснащение тормозных систем автомобилей дополнительными устройствами (гидروвакуумными усилителями, регуляторами тормозных сил, антиблокировочными системами, устройствами для автоматической регулировки зазоров между колодками и тормозными барабанами) и ужесточение требований к тормозным системам делают неэффективными традиционные дорожные методы и средства их проверки. Эффективность проверки тормозных систем автомобилей обеспечивается применением специализированных стендов [227].

Стендовые методы испытания тормозов автомобилей позволяют осуществлять более точное и достоверное диагностирование. Тормозные стенды должны удовлетворять общим техническим требованиям к средствам технического диагностирования автомобилей, тракторов, строительных и дорожных машин по ГОСТ 25176-82, а также требованиям к стендовому оборудованию для проверки тормозных систем автотранспортных средств по ГОСТ Р 51709-2001.

Анализ методов диагностирования тормозных систем автотранспортных средств показал, что к основным видам испытаний тормозных систем АТС относится дорожный и стендовый.

С точки зрения соблюдения предписаний официальной государственной нормативно-технической документации (ГОСТ), эти методы равноправны. В Пра-

вилах дорожного движения предпочтение отдано дорожному методу испытаний, так как он позволяет определить непосредственно те параметры торможения автомобиля, которые определяют безопасность его движения на дороге. Этот метод предполагает более широкие организационные практические возможности проведения дорожных испытаний по сравнению со стендовыми.

С другой стороны, метод стендовых испытаний позволяет получить больше информации о техническом состоянии тормозных систем, менее трудоемок, так как требует меньшего времени на подготовку испытаний и их проведение. Не требуется времени для установки специальной аппаратуры, на разгон автомобиля до требуемой скорости (как при дорожных испытаниях). Этот метод позволяет проводить испытания практически при любых внешних метеорологических условиях, что далеко не всегда позволяет состояние дороги при дорожных испытаниях. Например, для измерения тормозных сил одного автомобиля на силовом тормозном стенде требуется в среднем от 3 до 5 минут. В целом стендовые испытания требуют меньших затрат на их подготовку и проведение, поэтому они более экономичны и более перспективны.

Для автотранспортных средств, согласно действующему ГОСТ Р 51709-2001, требуется измерение следующих диагностических параметров тормозной эффективности:

- а) при проведении дорожных испытаний: тормозной путь, установившееся замедление, линейное отклонение, время срабатывания тормозной системы;
- б) при стендовых испытаниях: удельная тормозная сила автомобиля, коэффициент неравномерности тормозных сил колес оси.

Общим диагностическим параметром для обоих методов испытаний является усилие на рабочем органе привода тормозной системы.

По результатам дорожных испытаний проводится оценка тормозных свойств, всего автотранспортного средства, а стендовые испытания позволяют оценить эффективность тормозных систем отдельно для каждой оси автотранспортного средства.

Дорожные испытания, исходя из своей технологичности, можно отнести к



достаточно простым методам проверки тормозных свойств АТС, но для их проведения необходим специализированный полигон, отделенный от общей сети автомобильных дорог. Данный участок должен быть прямым и ровным, не допускается, наличие спусков и подъемов, а дорожное покрытие – сухим и чистым, обеспечивающим минимальные значения коэффициентов сцепления колес с дорогой  $\varphi = 0,7 - 0,75$ .

Показателями эффективности рабочей тормозной системы при дорожных испытаниях являются значения тормозного пути или установившегося замедления и времени срабатывания. Установившееся замедление – это среднее значение замедления за время установившегося торможения, которое определяется по тормозной диаграмме. Тормозной диаграммой называется графическая зависимость замедления или тормозной силы от времени (рисунок 2.3.).

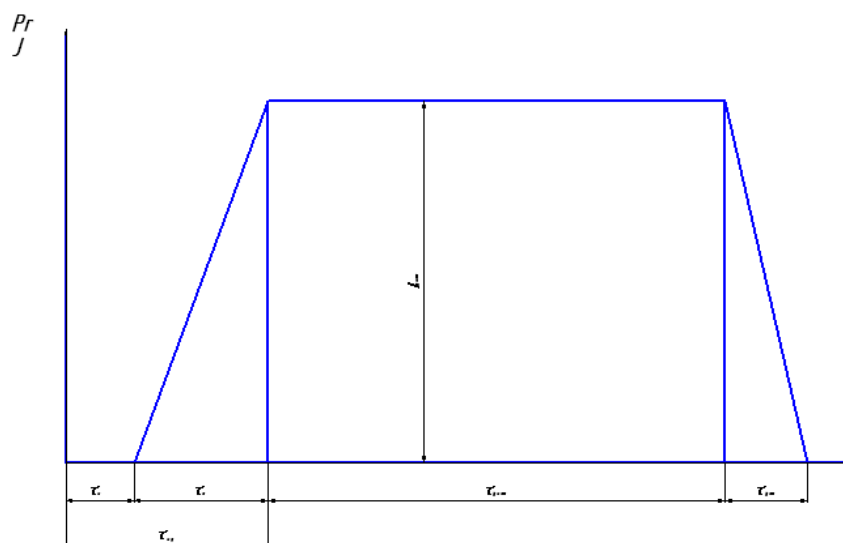


Рисунок 2.3 – Тормозная диаграмма автомобиля

Тормозная сила — внешняя сила, создаваемая посредством тормозных механизмов в местах контактов колес с опорной поверхностью и имеющая своим следствием торможение автомобиля. Временем срабатывания тормозной системы считается интервал времени от начала торможения до момента, в который замедление становится постоянным. При этом за начало торможения принимается момент времени, в который тормозная система получает сигнал о необходимости

начать торможение, то есть момент начала воздействия на орган управления тормозной системой. Конец торможения происходит в момент времени, когда полностью исчезает искусственное сопротивление движению автомобиля или он останавливается. Время срабатывания тормозной системы включает в себя время запаздывания срабатывания ( $\tau_3$ ) и время нарастания замедления ( $\tau_n$ ).

Окончание времени  $\tau_3$  определяется началом появления замедления и является началом отсчета времени  $\tau_n$ . Дело в том, что тормозной привод, как всякое другое механическое устройство, обладает определенной инерционностью из-за наличия в нем люфтов, зазоров и так далее. Поэтому после нажатия водителем на тормозную педаль замедление или тормозная сила не мгновенно достигает своего максимального значения. На это уходит время, которое и называется временем срабатывания.

Тормозной путь ( $S_T$ ) автомобиля определяется как расстояние, проходимое им с начала до конца торможения, и состоит из участков пути, проходимых за время срабатывания и за период установившегося торможения ( $\tau_{уст}$ ). При этом расстоянием, проходимым автомобилем за время оттормаживания ( $\tau_{от}$ ), обычно пренебрегают ввиду его относительной малости.

Величины  $S_T$ ,  $j_{уст}$  и  $\tau_3$ ,  $\tau_n$  связаны соотношением:

$$S_T = \frac{v_0}{3,6} (\tau_3 + 0,5\tau_n) + \frac{v_0^2}{26j_{уст}},$$

где  $v_0$  – начальная скорость торможения, км/ч.

Тормозной путь автомобиля является наиболее важным и наиболее информативным показателем с точки зрения обеспечения безопасности дорожного движения, так как по нему водитель предопределяет дистанцию безопасности во время движения, соизмеряя тем самым скорость движения со свободным пространством. Но, к сожалению, несмотря на универсальность и информативность тормозного пути как показателя эффективности тормозной системы, измерить его инструментально с достаточной точностью практически сложно. Основная трудность заключается в определении точки отсчета – момента

нажатия на педаль.

Поэтому вместо тормозного пути целесообразно пользоваться аналогичной ему, но более доступной для точного измерения парой показателей  $j_{уст}$  и  $\tau_{ср}$ .

При дорожных испытаниях торможение рекомендуется осуществлять с начальной скорости 40 км/ч. Такая скорость принята оптимальной по следующим соображениям. Чем больше скорость движения при испытаниях, тем информативнее их результат, то есть влияние большего числа скрытых нарушений в системе на выходные показатели возможно выявить.

Для измерения замедления используют следующие приборы: деселерограф, устройство для измерения усилия на органе управления, датчик момента нажатия на тормозную педаль.

Наиболее точными и удобными в эксплуатации из промышленно выпускаемых деселерографов признаны и широко используются типа «Мотометр» BVS-1, а также их аналоги (рисунок 2.4). Для измерения тормозного пути предусмотрено и выпускается зарубежной и отечественной промышленностью оборудование типа «Пайслер» или «Пятое колесо».

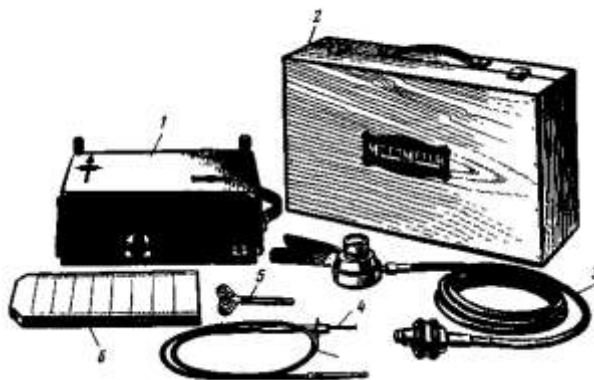


Рисунок 2.4 – Общий вид принадлежностей, входящих в комплект прибора «Мотометр»:

- 1 – деселерограф; 2 – ящик для хранения прибора; 3 – устройство измерения усилия на органе управления; 4 – тросик привода механизма протяжки;
- 5 – ключ заводки механизма; 6 – карта записи деселерограммы

Дорожные испытания тормозных систем автомобилей проводят по следующей методике. На полу кабины автомобиля устанавливается деселерограф. Устрой-

ство для измерения усилия и датчик момента нажатия крепятся к органу управления. В соответствии с инструкцией по эксплуатации прибора деселерограф приводят в рабочее состояние.

При определении эффективности торможения рабочей и запасной (аварийной) тормозных систем автомобиль разгоняют до скорости, на 3 – 5 км/ч превышающей скорость движения (начальную скорость торможения, то есть 40 км/ч), и отсоединяют двигатель от трансмиссии.

В момент, когда скорость автомобиля станет равной 40 км/ч (по спидометру), производят полное торможение с регламентированными усилиями на органе управления и регистрируют  $j_{уст}$ ,  $(j_{max})$ ,  $\tau_3$ ,  $\tau_H$ ,  $\tau_{CP}$  на тормозной диаграмме.

Существуют и портативные устройства измерения параметров торможения по ГОСТ Р 51709 в дорожных испытаниях контроля эффективности торможения в дорожных условиях. самым недорогим и рациональным средством для оценки параметров тормозных систем методом дорожных испытаний всех видов транспорта, включая сельхозмашины является портативный измеритель ЭФФЕКТ (рисунок 2.5)



Рисунок 2.5 – Портативный измеритель “ЭФФЕКТ”

Сверхточные интегральные датчики ускорения и тензометрические датчики усилий измеряют и рассчитывают главные параметры эффективности торможения по стандартам безопасности ГОСТ Р51709: установившееся замедление  $J_{уст}$ , тормозной путь  $S_T$ , время срабатывания тормозной системы  $t_{CP}$ , началь-

ную скорость  $V_0$ .

Специальная программа позволяет выводить и записывать в бортовой компьютер текущие значения измеряемых параметров в реальном масштабе времени в виде графиков и таблиц. Это позволяет оценить работоспособность антиблокировочной системы автомобиля, эффективность работы различных контуров тормозных систем на высоких скоростях. Измеритель “ЭФФЕКТ” выпускается в модификациях для вертикального и горизонтального размещения на борту транспортного средства.

Достоинства: буквенно-цифровая индикация с подсветкой, электронный датчик горизонтального положения, двухкоординатный акселерометр.

Измеритель выполняет следующие функции:

1. Измерение характеристик торможения и устойчивости:

- тормозной путь 0 – 50 м;
- установившееся замедление 0 – 9,5 м/с<sup>2</sup>;
- время срабатывания тормозной системы 0 – 3 с;
- начальная скорость торможения 20 – 100 км/ч;
- линейное отклонение при торможении 0 – 5 м;
- усилие на педали тормоза 10 – 1000 Н.

2. Графическое отображение динамики характеристик торможения в реальном масштабе времени.

3. Ввод параметров и категорий автомобиля в память прибора и распечатка протокола измерений

4. Работа в составе линий технического контроля с автоматической передачей результатов и характеристик АТС

5. Расчет нормы тормозного пути для любой скорости начала торможения

6. Устанавливается на боковом стекле автомобиля или на полу в кабине автомобиля

В климатических условиях нашей страны дорожные испытания не могут быть массовыми, следовательно, основным методом оценки тормозных свойств АТС можно назвать только стендовые испытания тормозных систем АТС.

Известно несколько способов проведения испытаний тормозов на стендах:

- испытания на силовых роликовых тормозных стендах;
- испытания на инерционных роликовых тормозных стендах;
- статические тормозные испытания;
- испытания на площадочных тормозных стендах.

Общая классификация средств диагностирования тормозов АТС приведена на рисунке 2.6.

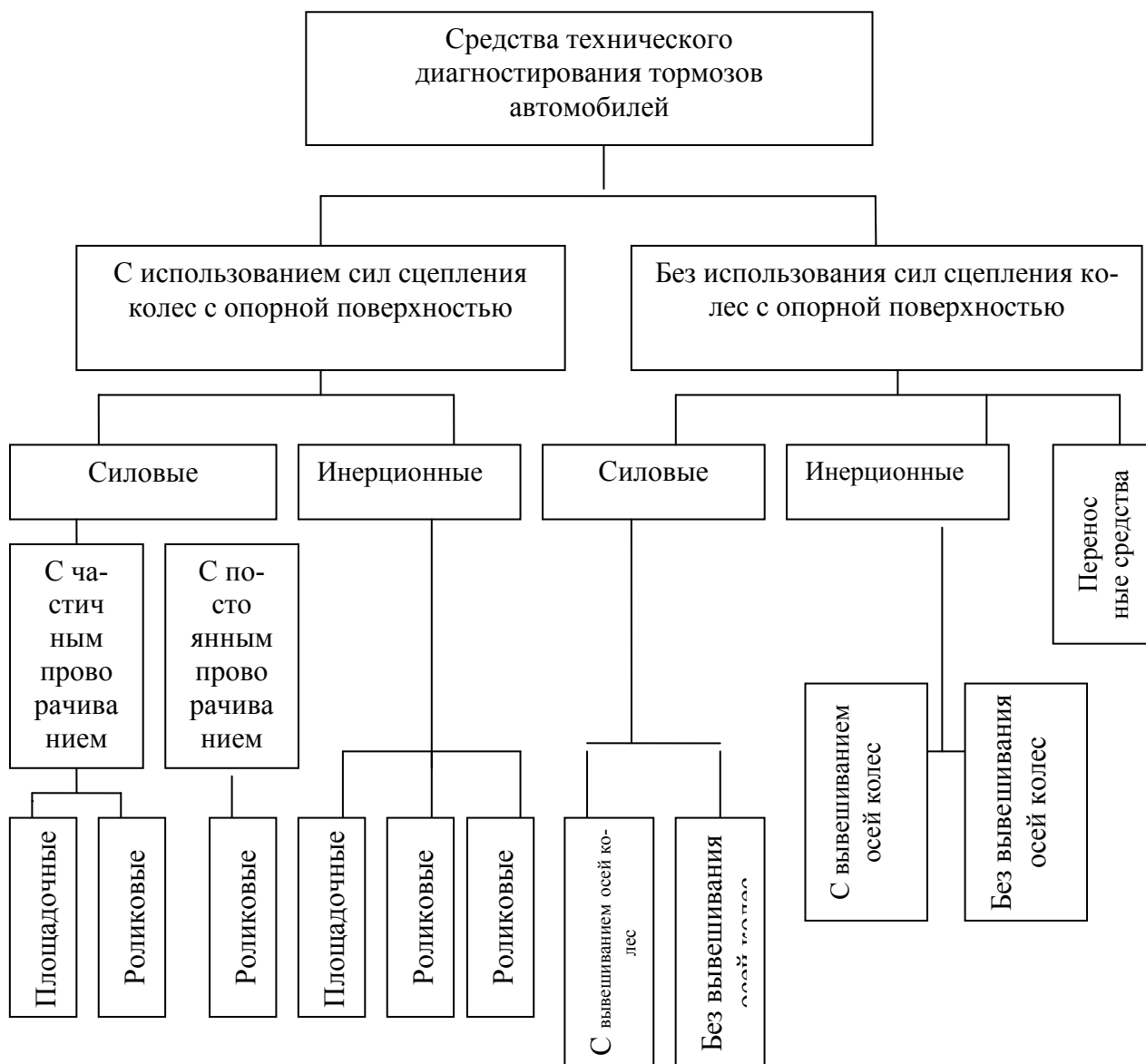


Рисунок 2.6 – Классификация средств диагностирования тормозов автотранспортных средств

Статический метод испытания тормозных систем по физике процесса аналогич-

чен испытанию стояночной тормозной системы на уклоне, отсюда результат – чрезвычайно неинформационный и неприемлемый метод.

Испытания на площадочных тормозных стендах имеют ряд недостатков, которые не позволяют считать его приемлемым. Например, при дорожных испытаниях, на силовых роликовых и инерционных тормозных стендах в процессе торможения колесо совершает как минимум более одного оборота, поэтому оценивается вся поверхность торможения тормозного механизма. Ввиду малых начальных скоростей торможения и ограниченности длины тормозных площадок торможение АТС осуществляется только на части поверхности тормозного механизма, что неприемлемо с точки зрения оценки безопасности АТС. При испытаниях на площадочных тормозных стендах начальная скорость автомобиля и кинетическая энергия меньше той, что требуется для правильной оценки тормозной эффективности. В силу этого не потребуется максимального усилия на педали тормоза для гашения этой энергии. Таким образом, при испытаниях на площадочных тормозных стендах получаются завышенные значения по удельной тормозной силе и заниженные по усилиям на органах привода тормозных систем.

Роликовые же тормозные стенды позволяют получать более корректные результаты.

При каждом повторении испытания они способны обеспечить условия (скорость вращения колес, коэффициент сцепления колес с поверхностью ролика), абсолютно одинаковые с предыдущими, что обеспечивается точным заданием начальной скорости торможения приводом. Также при испытании на силовых роликовых тормозных стендах предусмотрена оценка неравномерности тормозных сил за один оборот колеса, то есть исследуется вся поверхность торможения. При испытании на роликовых тормозных стендах, когда усилие передается извне, от тормозного стенда, физическая картина торможения не нарушается. Испытания на силовых роликовых тормозных стендах можно отнести к числу самых безопасных, так как кинетическая энергия испытуемого автомобиля на стенде равна нулю. В случае отказа тормозной системы при дорожных

испытаниях или на площадочных тормозных стендах вероятность аварийности ситуации очень высока.

Таким образом, площадочные тормозные стенды пригодны для входной экспресс – диагностики, но не для углубленной.

Инерционные тормозные стенды создают условия торможения автомобиля, максимально приближенные к реальным. Но в силу недостаточной безопасности и большой трудоемкости стенды такого типа не нашли широкого применения при диагностике тормозных систем.

Таким образом, только силовые роликовые стенды являются наиболее оптимальным решением для диагностирования тормозных систем АТС.

Методикой ГОСТ Р 51709-2001 для АТС, оборудованных пневматической системой привода тормозов, предусмотрено измерение падения давления воздуха в пневматической системе и давление на контрольном выводе регулятора тормозных сил (РТС) при разрешенной максимальной массе и в снаряженном состоянии АТС. Таким образом, проверки тормозного управления АТС, оборудованных пневматическим тормозным приводом, необходимо выполнять с обязательным контролем давления воздуха в системе. Большинство современных силовых роликовых стендов предусматривает возможность использования подобных датчиков давления при контроле тормозных свойств АТС. Они прилагаются в виде дополнительного оборудования к стендам, но на практике не используются при проверках тормозных систем АТС из – за несовершенства методик и алгоритмов оценки характеристик тормозных систем АТС с пневматическим приводом.

Исследование существующих методик оценки технического состояния тормозных систем с пневматическим приводом показало, что основными оценочными параметрами в условиях стендовых испытаний для АТС являются:

- удельные тормозные силы;
- коэффициенты неравномерности тормозных сил;
- максимальное усилие на органе управления тормозной системы.

Общая удельная тормозная сила определяется как отношение суммы макси-



мальных усилий ( $\sum P_T$ ), развиваемых тормозными механизмами на колесах автотранспортного средства к его полной массе ( $G_a$ ):  $\gamma_T = \sum P_T / G_a$ .

Известно, что если тормозные механизмы колес одной оси развивают разные тормозные усилия, то из-за этой разности возникает поворачивающий момент, который стремится отклонить транспортное средство или его звенья при торможении от прямолинейного движения. Так вот коэффициентом осевой неравномерности тормозных сил ( $K_n$ ) и оценивается допустимая разность или степень неравномерности тормозных усилий между колесами одной оси, при которой сохраняется устойчивость автотранспортного средства в процессе торможения:

$$|K_n| = \frac{P_{T.ПР} - P_{T.ЛЕВ}}{P_{T.ПР} + P_{T.ЛЕВ}},$$

где  $P_{T.пр}$ ,  $P_{T.лев}$ , – максимальные усилия, развиваемые тормозными механизмами соответственно на правых и левых колесах, каждой оси автотранспортного средства, Н.

Этот коэффициент зависит от эффективности действия тормозного механизма и соответствующих элементов тормозного привода одного колеса оси относительно другого, который, в свою очередь, определяется фактическим соотношением величин, находящихся в допустимых пределах геометрических параметров тормозной пары, степени износа и так далее. Три этих показателя полностью характеризуют динамику торможения автомобиля. Равноценного аналога стендовому показателю  $K_n$  при дорожных испытаниях нет.

Для оценки состояния тормозного привода используют значения свободного и рабочего ходов органов управления, давление в системе тормозного привода и величину падения давления в приводе за контрольный промежуток времени.

Стенды должны обеспечивать испытания тормозных систем в режимах, близких к реальным, и оценку тормозных систем по их выходным показателям. Специальные требования к стендовому оборудованию обоих типов, предназначенных для проверки тормозных систем, даны в ГОСТ Р 51709 – 2001.

Стендовые испытания проводят в следующей последовательности:

1. Устанавливают испытуемый автомобиль колесами передней оси на ролики стенда.

2. Отключают вспомогательные устройства, препятствующие свободному вращению роликов (отключают тормоз съезда, отпускают подъемники колес и другие).

3. Устанавливают страховочные средства (башмаки) для предотвращения самовыезда автомобиля назад при торможении.

4. На автомобилях с пневматическим приводом устанавливают давление сжатого воздуха, заданное предприятием-изготовителем автомобиля.

5. На автомобилях с гидровакуумным усилителем тормозов включают двигатель и устанавливают обороты холостого хода.

6. В кабине автомобиля устанавливают динамометрическое устройство, осуществляющее нажатие на тормозную педаль и датчик момента нажатия. Устройства должны быть установлены без зазоров, но не вызывать предварительного нажатия на педаль или ее смещения. Регулируют значение усилия динамометрического устройства в расчете на регламентированное усилие на педали.

7. Доводят скорость вращения роликов до скорости, соответствующей начальной скорости торможения автомобиля. При оценке тормозов ведущих колес разгон может производиться от двигателя испытуемого автомобиля (только для стендов инерционного типа).

8. Производят торможение рабочей тормозной системой путем воздействия с регламентированным усилием на орган управления. Регистрируют показания оценочных параметров.

9. Убирают страховочные средства, включают вспомогательные устройства стенда, препятствующие вращению роликов.

10. Перемещают автомобиль вперед, устанавливают на ролики колеса второй оси.

11. Повторяют операции, указанные в пунктах 5, 6, 7, 8.

На рисунке 2.7 представлена схема стенда технического диагностирования

тормозов марки СТС10У.11.00.00.000РЭ.

Принцип работы стенда заключается в принудительном вращении колес одной (диагностируемой) оси автомобиля опорными роликами и измерении сил, возникающих на их поверхности при торможении. Результаты измерений выводятся на экран монитора (дисплей) или принтер в заданной форме.

Взвешивание диагностируемой оси выполняется после въезда её на ролики опорных устройств.

Выезд со стенда ведущих осей происходит при включении вращения роликов опорных устройств в направлении проезда.

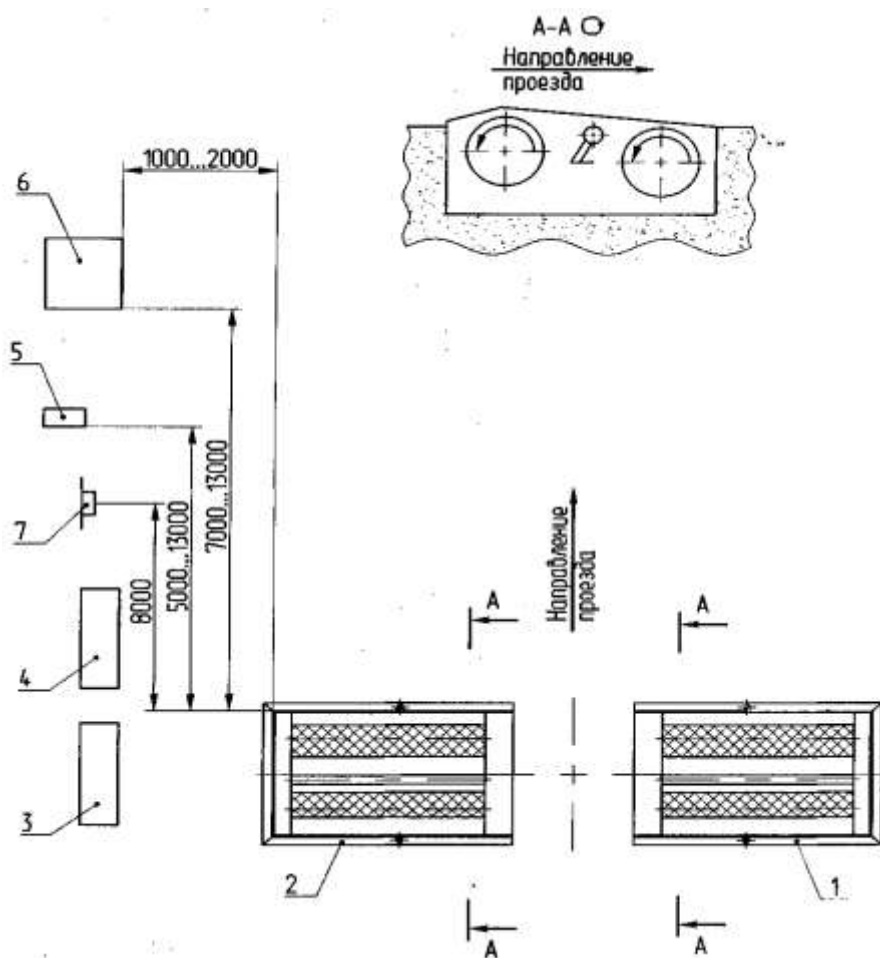


Рисунок 2.7 – Схема расположения основных частей стенда:

1, 2 – опорные устройства; 3 – шкаф силовой; 4 – шкаф приборный; 5 – фотоприемник; 6 – стойка управления; 7 – розетка.

Стенд представляет собой стационарную конструкцию, которая включает в себя

блок опорных устройств, состоящий из правого 1 и левого 2.устройств опорных, установленных на датчики веса (рисунок. 4.7). Блок опорных устройств устанавливается с помощью необходимых установочных элементов на фундаментные рамы, встраиваемые в фундамент. Кроме того, в конструкцию стенда входят: шкаф силовой 3; шкаф приборный 4; фотоприемник 5; стойка управления 6; розетка 7 (для подключения стойки управления устанавливается потребителем); датчик силы (ДС) и датчик давления (ДД), подключаемые к шкафу силовому, и пульту дистанционного управления (ПДУ, на рисунке не показаны). Устройства опорные предназначены для размещения на опорных роликах и принудительного вращения колес диагностируемой оси АТС, а также для формирования (с помощью датчиков тормозной силы и веса) электрических сигналов, пропорциональных соответственно тормозной силе и части веса АТС, приходящегося на каждое колесо диагностируемой оси. Устройства опорные (правое и левое) имеют одинаковую конструкцию и отличаются друг от друга зеркальным расположением входящих в них узлов. Опорные ролики приводятся во вращение с заданной скоростью от балансирно подвешенных мотор - редукторов и приводят во вращение колеса диагностируемой оси автотранспортного средства. Скорость вращения колес АТС контролируется следящими роликами, пружинно прижатыми к их поверхности, в процессе торможения скорость вращения колес АТС снижается, вследствие чего исполнительные устройства стенда отключают приводы опорных устройств (выполняют блокировку стенда).

Между опорными роликами установлен свободно вращающийся подпружиненный следящий ролик 8, линейная скорость которого равна линейной скорости колеса диагностируемой оси АТС, с поверхностью которого он соприкасается.

Следящий ролик имеет два датчика:

- датчик наличия автомобиля на опорных роликах (ДНА), который при опускании следящего ролика выдает сигнал наличия колеса автомобиля на опорных роликах;
- датчик следящего ролика (ДСР), выдающий соответствующие сигналы при

вращении колеса диагностируемого АТС.

Сигналы датчиков передаются в персональный компьютер стенда. При рассогласовании скоростей вращения опорных роликов 2, 3 и следящего ролика 8 происходит отключение привода соответствующего опорного устройства.

## **2.5. Исследование дисковых тормозных устройств автотранспортных средств**

За последние годы дисковые тормоза получили весьма широкое распространение в автомобильной промышленности вследствие ряда их несомненных достоинств, к которым следует отнести следующие:

- возможность получения поверхности трения значительно большей, чем у колодочных тормозов, при одинаковых габаритах, что позволяет использовать дисковый тормоз при меньшем давлении между трущимися поверхностями, чем повышается их износостойкость; ввиду этого регулировку тормозных устройств можно производить реже;
- относительную легкость защиты тормозов от пыли, грязи, влаги и даже обеспечение их полной герметичности;
- сцепление трущихся элементов по плоской поверхности, что обеспечивает высокую равномерность распределения давления по всей поверхности трения, а следовательно, и более равномерный износ фрикционного материала, чем у ленточных и колодочных тормозов;
- расширение трущихся элементов дискового тормоза в осевом направлении при нагреве в процессе работы, что не влияет на качество прилегания тормозной накладки;
- значительно большую эффективность по сравнению с другими типами тормозов при сохранении габаритных размеров и независимость величины тормозного момента от направления вращения дисков;
- постоянство усиливающего эффекта дискового тормоза с усилителем независимо от степени износа фрикционного материала.

В дисковых тормозах показанных, на рисунке 2.8, необходимый момент трения

создается прижатием дисков *a*, закрепленных от вращательного движения, к дискам *b*, вращающимся вместе с валом механизма.

Вследствие некоторого ухудшения условий отвода тепла с поверхности трения (особенно при многодисковых тормозах) здесь возникают более высокие температуры, чем в колодочных тормозах, что в ряде случаев требует применения специальных материалов, выдерживающих высокие нагревы без снижения фрикционных свойств. Источником осевой силы *N*, сжимающей диски, может быть сила пружины, сила тяжести груза и усилие человека, прилагаемое посредством рычажной, гидравлической или пневматической системы.

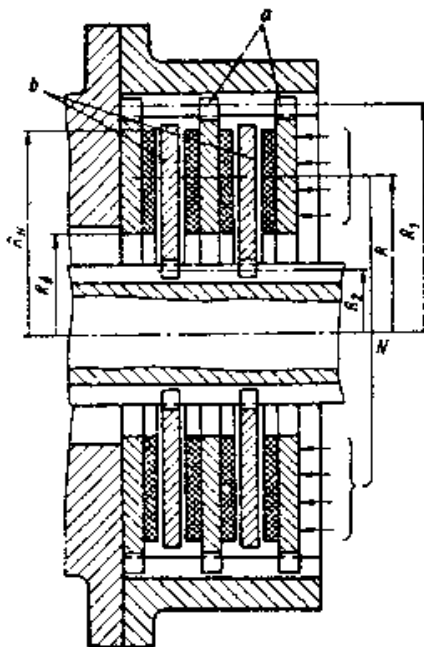


Рисунок 2.8 – Схема дискового тормоза с осевым нажатием

Внутренний радиус дисков  $R_B$  выбирается минимально допускаемым по конструктивным соображениям. Наружный радиус  $R_H$  при работе тормоза в масляной ванне обычно принимается по соотношению  $R_H = (1,25 \div 2,5)R_B$ . Разность радиусов  $R_H - R_B$  для обеспечения смазки всей поверхности трения обычно принимается не больше 6 см. В некоторых конструкциях относительная ширина дисков, то есть отношение ширины кольца поверхности трения к среднему радиусу, находится в пределах от 0,14 до 0,20. При этом обеспечиваются наиболее стабильные значения коэффициента трения и наибольшие тормозные моменты. При более широких дисках имеет место неравномерный контакт рабочих по-

верхностей, при работе в масле не создается неразрывной пленки, увеличивается неравномерность нагрева, приводящая к короблению диска. Более узкие диски нагреваются сильнее, что приводит к их отпуску.

Для улучшения условий смазки и удаления продуктов износа на поверхности фрикционного материала делаются каналы, общая площадь которых достигает при использовании металлокерамики 47%, а при асбофрикционных материалах от 10 до 16% поверхности трения (вследствие меньшей их механической прочности). Форма каналов может быть кольцевой, концентричной, радиальной или спиральной.

Тормозной момент дискового тормоза определяется по формуле

$$M_T = z\mu NR , \quad (2.2)$$

где  $z$  – число пар поверхностей трения;

$\mu$  – коэффициент трения, принимаемый по рекомендациям, приведенным в справочных данных;

$N$  – осевое усилие;

$R$  – радиус действия силы трения, эквивалентной действию всех элементарных сил трения на площади контакта фрикционной пары.

Расчетное значение эквивалентного радиуса трения зависит от принятого закона распределения давления по поверхности кольца трения. Этот закон определяется в основном жесткостью элементов фрикционной пары и способом приложения осевого усилия  $N$ . Если принять распределение давления по всей площади трения равномерным, то есть  $p = const$ , то эквивалентный радиус будет равен

$$R_{CP} = \frac{2}{3} \frac{R_H^3 - R_B^3}{R_H^2 - R_B^2} . \quad (2.3)$$

Если же принять равномерным изнашивание поверхностей трения, что возможно, если произведение давления в рассматриваемой точке поверхности трения на скорость этой точки является постоянным, т. е.  $pv = const$ , выражение для эквивалентного радиуса примет вид

$$R_{CP} = \frac{R_H + R_B}{2} \quad (2.4)$$

При выполнении приведенных выше рекомендаций по соотношению внутреннего и наружного радиусов поверхности трения подсчет по обоим выражениям для эквивалентного радиуса дает близкие результаты.

Фактически давление распределено по поверхности трения неравномерно вследствие деформации нажимного устройства под действием механизма замыкания тормоза и действия сосредоточенных усилий приводящих к неравномерному нагружению нажимного диска и перераспределению давлений.

Среднее давление на трущихся поверхностях кольцевых дисков трения

$$p = \frac{N}{\pi(R_H^2 - R_B^2)} \leq [p], \quad (2.5)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление, принимаемое по справочным данным.

Вследствие различия скоростей скольжения отдельных точек поверхности трения, расположенных на различном расстоянии от оси вращения, определение величины тормозного момента по среднему радиусу по уравнениям (2.3) и (2.4) может привести к существенным погрешностям. Для точного определения эквивалентного радиуса трения должен быть определен главный вектор сил трения, точка приложения которого находится в центре трения, отстоящем от оси вращения на расстоянии.

$$R_{ЭКВ} = R_{CP} \delta_\phi, \quad (2.6)$$

где  $\delta_\phi$  – коэффициент формы фрикционного элемента.

Для накладки, выполненной в виде кольцевого сектора, показанного на рисунке 2.9 а, при неизменном коэффициенте трения и равномерном распределении давления этот коэффициент зависит от соотношения радиусов сектора

$$a = \frac{R_B}{R_H} < 1 \quad (2.7)$$

и принимается по следующим данным:



$a \dots$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\delta_{\phi} \dots$	1,333	1,223	1,148	1,097	1,062	1,037	1,021	1,01	1,004	1,001

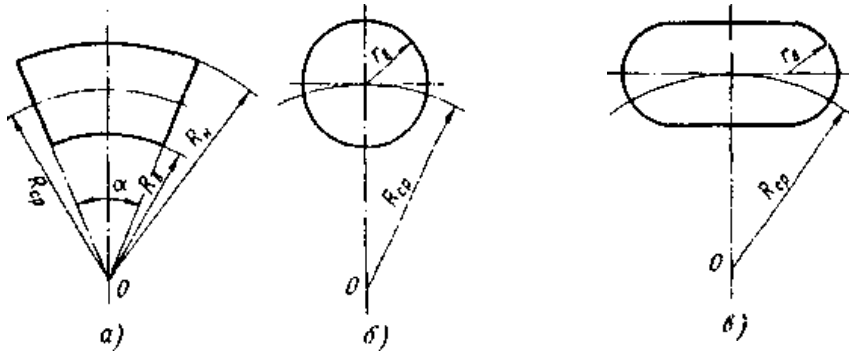


Рисунок 2.9 – Формы фрикционных накладок

Так как  $\delta_{\phi}$  больше единицы, то точка приложения результирующей сил трения кольцевого сектора оказывается сдвинутой от среднего радиуса в сторону внешней окружности.

Точное определение тормозного момента, развиваемое дисковым тормозом, следует производить с учетом потерь на трение в осевых направляющих дисков. С учетом влияния потерь на трение в направляющих дисков для приближенных расчетов общий тормозной момент можно определить по формуле:

$$M_T = N_z \mu R_{CP} k_Z \quad . \quad (2.8)$$

Коэффициент  $k_Z$  – коэффициент осевого усилия вследствие потерь на трение в направляющих дисков принимается по зависимости

$$k_Z = \frac{1}{1 + \mu f R_{CP} \left( \frac{R_1 + R_2}{2R_1 R_2} \right)^a}, \quad (2.9)$$

где  $f = 0,1 \div 0,18$  – коэффициент трения в направляющих;

$R_1$  – средний радиус осевых направляющих невращающихся дисков;

$R_2$  – средний радиус осевых направляющих вращающихся дисков;

$a$  – общее число дисков, перемещающихся по направляющим.

Радиусы  $R_1$  и  $R_2$  показаны на рисунке 3.7.

Тогда давление между трущимися поверхностями можно определить как

$$P = \frac{N k_z}{\pi(R_H^2 - R_B^2)} \quad (2.10)$$

Для дисковых тормозов работающих, в масляной ванне, определение тормозного момента производится по формуле (4.8), а значение  $k_z$  принимается в зависимости от числа пар трения

$z$ .....	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$k_z$ .....	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

Необходимо иметь в виду, что трение в шлицевых соединениях оказывает влияние на плавность замыкания дискового тормоза.

Поэтому при расчетах тормозных устройств необходимо помнить о величине осевого зазора, обеспечивающего возможность теплового расширения. Для металлокерамических фрикционных дисков осевой зазор должен быть величиной не менее 0,2 мм.

## 2.6 Анализ тормозных устройств применяемых на автотранспортных средствах

Современные автотранспортные средства отличаются высокими динамическими качествами, позволяющими достичь относительно большую скорость и маневренность. Однако в условиях все возрастающей интенсивности движения особое значение приобретают вопросы безопасности движения. В этом плане задача управления и, прежде всего торможения транспортных средств, становится в ряд первоочередных проблем автотракторной техники, а тормозные системы – в число важнейших узлов.

Неудовлетворительное состояние тормозной системы является причиной более половины ДТП, возникших из-за технических неисправностей. Например США, 15% аварий со смертельным исходом происходит вследствие плохой работы тормозной системы.

Потребность в торможении транспортного средства может возникнуть в раз-

личных ситуациях: при необходимости снизить скорость движения и остановить машину; когда нужно предотвратить повышение скорости при движении на спусках; для удержания машины в непосредственном положении на стоянках. Достигается все это путем создания дополнительных искусственных сопротивлений движению. Основным источником дополнительных сопротивлений на автотранспортном средстве служит тормозная система.

В настоящее время используются фрикционные тормозные устройства, в которых торможение осуществляется за счет взаимодействия подвижных и неподвижных элементов. Используемые в настоящее время тормозные устройства можно классифицировать по следующим признакам:

1. По конструктивному выполнению рабочих элементов:

а) колодочные – с рабочим элементом в виде колодки, вращающейся по внутренней поверхности цилиндра (барабанно-колодочные), или по наружной поверхности вращающегося цилиндра (шкивные).

Различают четыре основных типа барабанно-колодочных тормозов: с равными перемещениями, равными силами, разнесенными опорами и самоусилением, в которых используются поршневые, кулачковые, клиновые, камерные и рычажные разжимающие устройства.

Эффективность барабанно – колодочных тормозов зависит от сочетания колодок в тормозе и типа разжимного устройства. Каждая колодка может быть установлена так, что силы трения на ее поверхности будут усиливать прижатие колодки к барабану при торможении – первичная (прижимная – активная) колодка или уменьшать – вторичная (отжимная – пассивная) колодка;

б) ленточные – с рабочим элементом в виде ленты, трущейся по тормозному барабану, иногда вместо фрикционной ленты в ленточных тормозах используют стальную ленту, с прикрепленными на ней колодками из фрикционного материала. Такие тормоза получили название колодочно-ленточных;

в) дисковые – с рабочим элементом в виде диска;

г) тормоза с осевым нажатием.

2. По месту расположения:

- а) колесные – установлены непосредственно на ступицы колеса;
- б) трансмиссионные – центральные – действуют на один из валов трансмиссии.

3. По использованию тормозного привода:

с механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим и комбинированным приводами.

4. По характеру действия приводного усилия:

а) нормально-замкнутого типа – замыкание которых создается постоянно действующей силой (усилие пружины), а размыкание – только при действии на него привода тормоза;

б) нормально-разомкнутого типа – размыкающегося с помощью постоянно действующего внешнего усилия и замыкающегося только при воздействии на него привода тормоза.

5. По принципу действия:

а) автоматические – нормально-замкнутого типа, замыкающегося независимо от воли управляемого оператора;

б) управляемые – замыкание и размыкание которых производится оператором при воздействии на орган управления.

Ко всем тормозным устройствам, не зависимо от их конструкции предъявляются следующие основные требования: высокая надежность конструкций; достаточный тормозной момент для заданных условий работы; плавность торможения; простота конструкции; минимальный износ трущихся деталей; приемлемые габариты и вес; низкий шум и малые вибрации.

В настоящее время каждое транспортное средство должно быть оборудовано рабочей, запасной и стояночной тормозными системами. Тяжелые транспортные машины, кроме того, оборудуются вспомогательной тормозной системой (тормоз-замедлитель) с целью поддержания определенной скорости при движении на горных продолжительных спусках. Тормоза-замедлители подразделяются на моторные (выхлопной моторный замедлитель), гидродинамические, электродинамические, аэродинамические.

Наибольшее значение для безопасности транспортных средств и, следовательно-

но, безопасности движения, имеет рабочая тормозная система.

До 70-х годов в рабочих тормозных системах применялись в основном колодочные тормоза различных конструкций. В настоящее время внимание ведущих автомобильных промышленников привлекает возможность установки дисковых тормозов на все более тяжелые и скоростные автомобили, это обусловлено трудностями эксплуатации колодочных тормозов.

Существующая тенденция постоянного увеличения массы и мощности грузовых автомобилей, все более высокие требования, предъявляемые к тормозным системам изготовителями и пользователями транспортом, а так же все более жесткие условия соответствующих стандартов, создают сложную проблему, которую трудно решить при помощи колодочных тормозов, конструктивные особенности которых не могут иметь требуемые характеристики даже если они имеют самую совершенную конструкцию. Наиболее очевидное решение – замена колодочных тормозов на дисковые, основными достоинствами которых являются высокая стабильность характеристик в широком диапазоне рабочих температур, давлений и скоростей, а так же быстроедействие.

К программе разработки дисковых тормозов для грузовых автомобилей приступили в конце 55-х годов, полная масса этих автомобилей была в пределах от 7,5 до 16 тонн (ранее они устанавливались на легковые автомобили и в основном на передние колеса), однако до 70-х годов большого распространения они не имели.

С конца 70-х годов их стали использовать на автомобилях не только малой, но средней и большой грузоподъемности. Уже в 1977 году передние колеса почти 100% американских автомобилей малой грузоподъемности оборудовались дисковыми тормозами.

К началу 80-х годов аналогичные конструкции стали выпускать и западноевропейские фирмы, причем такие тормоза стали выпускать не только для передних, но и для задних колес. Впервые в Европе это сделала фирма «Вольво» для автомобиля «Вольво F-611» (полная масса 11 тонн). Фирма «Лукас Герлинг» (Великобритания) выпускает дисковые тормоза с пневматическим приводом для авто-

мобилей массой свыше 12 тонн, они устанавливаются на переднем и заднем мостах, оборудуемых колесами с ободами размером от 19,5 до 24, 5 дюймов.

Фирмой Minnex Don в 1988 году была проведена международная конференция по проблемам совершенствования тормозных систем грузовых автомобилей, в которой приняли участие 230 специалистов из 14 стран мира. Рассматривались вопросы дальнейшего развития фрикционных материалов, конструкции и работа дисковых тормозных механизмов.

На ней отмечалось, что несмотря на ряд проблем стоящих перед создателями дисковых механизмов (высокая энергонагруженность) их применение предпочтительнее, в следствие таких преимуществ, как стабильность эффективности при изменении температуры, начальной скорости торможения, что также способствует повышению устойчивости и управляемости при экстренном торможении.

В своем докладе представитель фирмы Ferodo отметил, что хотя работы по дисковым тормозам для легковых и грузовых автомобилей начинались одновременно, процесс создания этих механизмов для грузовых автомобилей достиг пока еще только начальной стадии испытаний. Не последнюю роль здесь сыграл консерватизм изготовителей этих транспортных средств, однако главной причиной являются конструктивная сложность и высокие требования к тормозным свойствам грузовых автомобилей.

Как отмечает журнал «Automotive Engineer», на конференции обсуждались требования к безасбестовым накладкам, основными из которых являются долговечность при соответствующем коэффициенте трения, совместимость с диском тормоза, отсутствие образования «тепловых пятен» и прочность. Проблема в обеспечении последней состоит в том, что по сравнению с тормозами легковых автомобилей тормозные механизмы грузовых автомобилей воспринимают примерно втрое большую энергетическую нагрузку (рисунок 2.10)

Такая разница не дает основания надеяться, что в ближайшем десятилетии будет найдена альтернатива стальному упрочнению фрикционного материала.

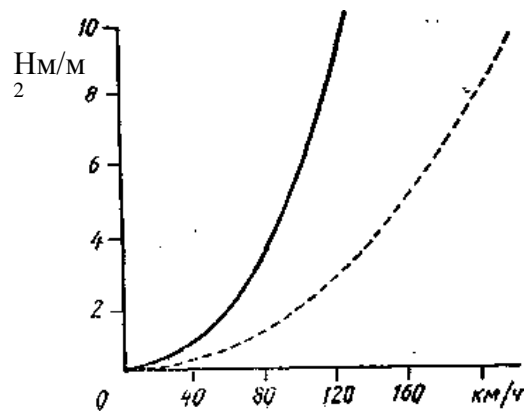


Рисунок 2.10 – Зависимость удельной энергии от скорости торможения для типовых легкового (штрихованная) и грузового автомобилей

Представитель фирмы Mintex Don отметил особенности компоновки дисковых тормозов грузовых автомобилей, технического обслуживания, методов испытаний. Он перечислил следующие требования к фрикционному материалу: максимальный ресурс при обновляемости поверхности трения, мягкость по отношению к диску, отсутствие шума и вибраций, стабильный коэффициент трения, экологическая приемлемость. Дисковые тормозные механизмы имеют меньший коэффициент эффективности, чем барабанные (за исключением барабанных тормозных механизмов с двумя ведомыми колодками), что обуславливает их низкую чувствительность к изменению фрикционных характеристик в зависимости от температур.

Сообщения двух других представителей фирмы Mintex Don содержали анализ влияния различных компонентов, входящих в состав фрикционного материала (абразивов, смазывающих и связующих веществ), на статические и динамические свойства фрикционного материала. В результате дискуссий было признано целесообразным вести работы по созданию материалов с высоким (0,45 – 0,5) коэффициентом трения, позволяющих уменьшить размеры и массу скоб дисковых тормозов и снизить рабочее давление.

В докладе Института сварки были рассмотрены вопросы взаимодействия поверхностей трения, выявленные при исследовании процессов сварки трением. Такое взаимодействие является твердофазным, не вызывающим плавления и химического смешивания разнородных материалов. Процесс сварки трением предоставляет широкие возможности – от наваривания дешевого и износо-

стойкого стеллита (кобальтохромовольфрамового сплава) на высокопрочное основание до покрытия рабочей поверхности чугунного тормозного диска относительно дешевым алюминием, улучшающим теплопроводность.

Проблеме скрипа тормозных механизмов был посвящен доклад сотрудников Лондонского Королевского колледжа. Работа по исследованию данной проблемы, начатая фирмой Ferodo в 1961 г, достигла в настоящее время той стадии, когда на основе математической модели можно провести детальный динамический анализ с целью определения вибронеустойчивых зон на ранних стадиях проектирования деталей тормозных механизмов.

Вопросы компьютерного проектирования и расчета тормозных механизмов с помощью анализа методом конечных элементов были рассмотрены сотрудниками Белградского университета. Ими была проанализирована трехмерная модель механизма, воспринимающего механические и термические нагрузки. В докладе представителя фирмы Rockwell указано, что фирмой широко используется анализ методом конечных элементов при проектировании дисковых тормозов для грузовых автомобилей. Автор отметил что несмотря на ряд проблем, стоящих перед создателями этих механизмов (худшие условия охлаждения, высокая энергонагруженность, относительно небольшие габариты, обуславливающие необходимость использования тормозных камер больших размеров для получения требуемого приводного усилия), их применение предпочтительнее вследствие таких преимуществ, как стабильность эффективности при изменении температуры и начальной скорости торможения (рисунок 2.11), что также способствует повышению устойчивости автомобиля при экстренном торможении.

Дальнейшее развитие дисковых тормозов должно происходить в направлении подбора материалов фрикционной пары, обеспечивающих оптимальное сочетание эффективности торможения, срока службы накладок и износа диска. Должны быть также решены проблемы совместимости барабанных и дисковых тормозов (как на разных осях одного автомобиля, так и на тягаче и прицепе) и повышения давления в пневмоприводе с целью снижения размеров тормозных камер. Применение дисковых тормозов на задних колесах по-



рождает проблему механического привода стояночной тормозной системы, что осуществить в дисковых тормозах сложнее, чем в барабанных.

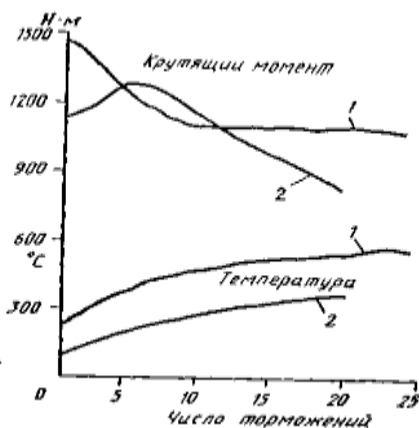


Рисунок 2.11 – Сравнительные характеристики эффективности дискового (1) и барабанного (2) тормозов: (вверху – тормозной момент, внизу – температура)

Доклады представителей фирм Leyland DAF и Ikarus были посвящены методике выбора параметров тормозных механизмов 7,5 тонного грузового автомобиля и автобуса на основе анализа технических требований, конструктивных ограничений и функциональных возможностей.

Доклад представителя фирмы Lucas HDBS был посвящен анализу развития тормозных систем высокоскоростных автобусов за последние 20 лет и особенности их испытаний. Одна серия таких испытаний была проведена на трех автобусах с передними дисковыми и задними барабанными тормозными механизмами, с замедлителями которые могли отключаться. На спуске заданной крутизны с включенным замедлителем значения температур дисковых и барабанных тормозов составили 164 и 66 °С и было выполнено 14 подтормаживаний рабочей тормозной системой. При отключении замедлителя использование рабочей тормозной системы возросло до 52 раз, а значения температур возросли и стали соответственно 552 и 265 °С при этом барабанные тормоза теряли свою эффективность действия, а дисковые все еще сохраняли ее.

Исследования применения дисковых тормозов также показали, что мощность трения, развиваемая тормозом, приводит к образованию энергии, которая может быть отведена в ограниченном количестве, остальная накапливается в дис-

ке в виде тепла. Это тепло может передаваться к ступице, ободу и шинам колеса, снижая их жесткость. Поэтому в настоящее время проводятся исследования о применении жидкостного охлаждения.

Исследования, проводимые в нашей стране, о возможности применения дисковых тормозов на отечественные грузовые автомобили, также выявили ряд проблем, связанных с высокими зажимными усилиями в зоне контакта, которые приводят к разрушению фрикционного материала.

Применяемые в настоящее время типы дисковых тормозов представлены на рисунке 2.12, схемы тормозных устройств на рисунке 2.13.

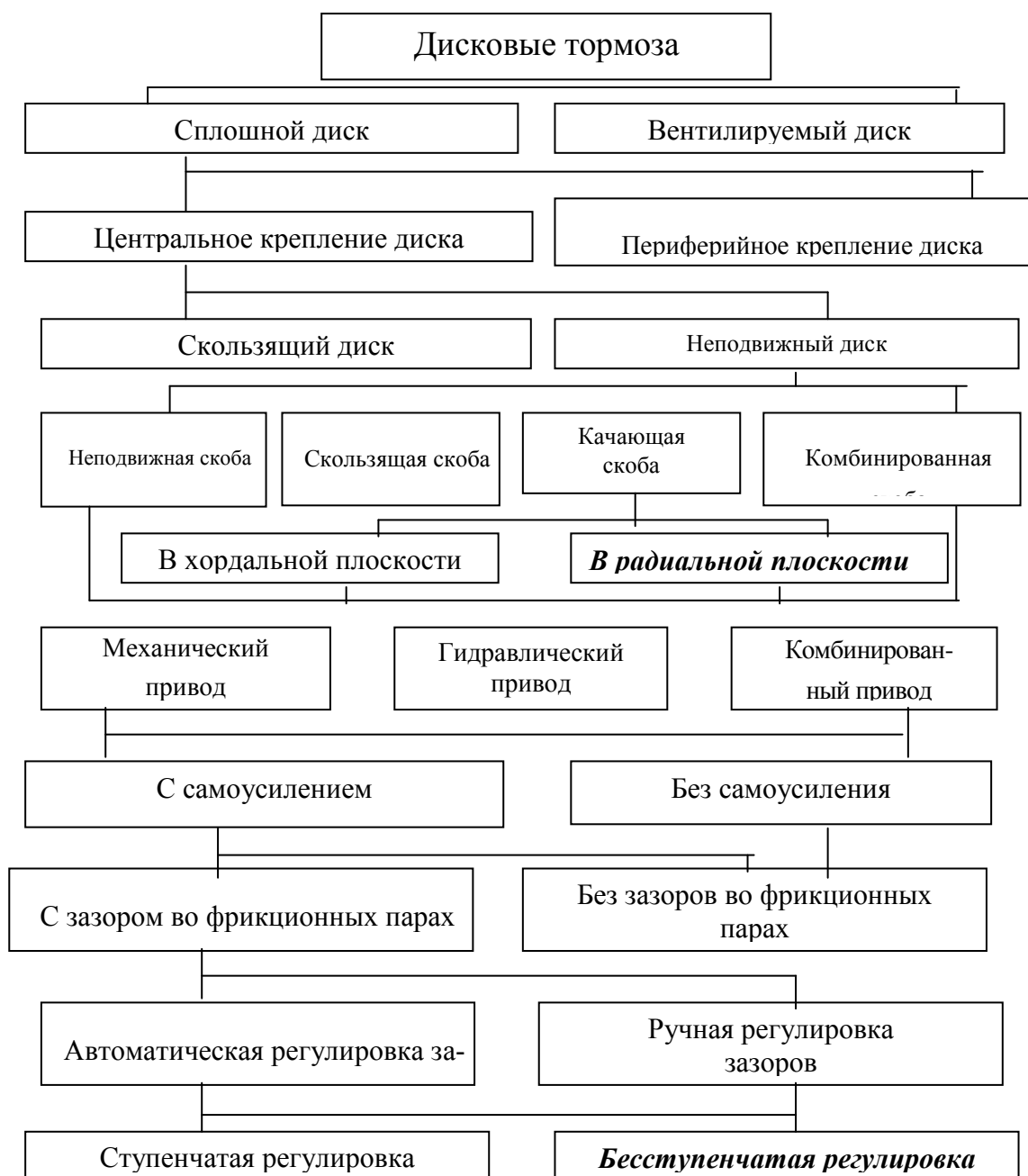


Рисунок 2.12 – Классификация дисковых тормозов

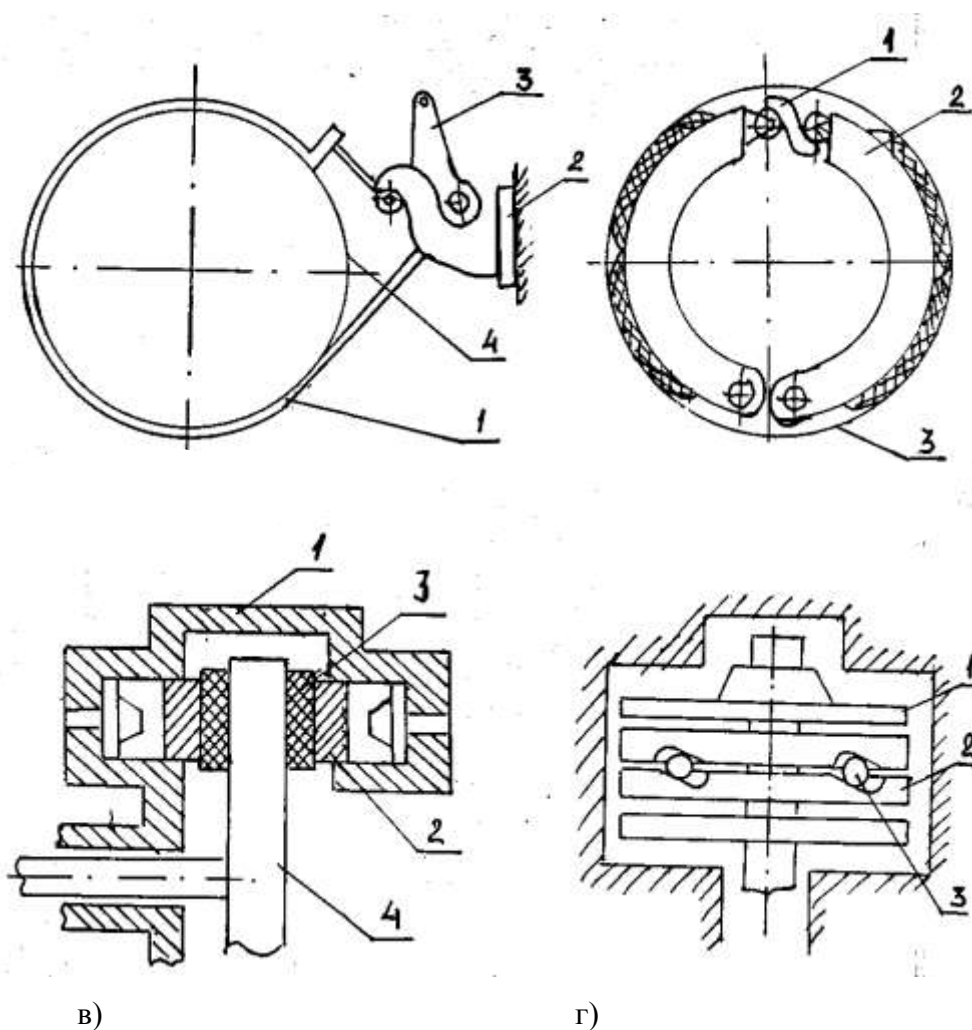


Рисунок 2.13 – Схемы тормозных устройств:

а) ленточного типа: 1 – лента, 2 – неподвижный кронштейн, 3 – рычаг, 4- барабан; б) колодочного типа: 1 - кулачек, 2- колодка, 3- барабан; в) дискового типа: 1 – корпус, 2 – цилиндр, 3 – колодка, 4 – диск; г) дискового типа: 1 – подвижный диск, 2 – неподвижный диск, 3 – кулачки.

Фирма Delphi в Европе разработала новую усовершенствованную тормозную систему ADS (Advanced Disc System), начало производства которой состоится в 2006 г. При этом предусматривается возможность поставки в виде отдельной тормозной системы или интегрированной с узлами поворота колес или другими системами из портфеля технологий электронноуправляемых тормозов Delphi (рисунок 2.13.).

В колесном тормозе используются два плавающих диска с неподвижной скобой

вместо обычно применяемых плавающей скобы с одним диском, зафиксированном в осевом направлении. Такое решение позволило значительно расширить возможности по передаче тормозного момента, оставаясь в рамках допустимого температурного диапазона, что в свою очередь приводит к снижению массы, габаритных размеров тормозных колесных механизмов, а также к улучшению характеристик по шуму, вибрации и равномерности работы.



Рисунок 2.14. Основные элементы дискового тормоза Delphi

В системе ADS используются два тормозных диска, размещенных с возможностью осевого перемещения на наружной поверхности ступицы. Поршень рабочего гидроцилиндра через тормозные колодки с фрикционными накладками воздействует на тормозные диски с двух сторон, образуя 4 фрикционных поверхности. По сравнению с обычным однодисковым тормозом тормозной момент увеличивается примерно в 1,7 раза при одинаковом эффективном диаметре либо сохраняется при уменьшенном диаметре. Удобство технического обслуживания нового тормозного механизма аналогично удобству обслуживания традиционной конструкции. Плавающий тормозной диск снимает проблему износа рабочих поверхностей диска.

Тормозной механизм с двумя дисками имеет 4 поверхности охлаждения, и поэтому пропадает необходимость лопастей вентилятора или каналов охлаждения для уменьшения тепловых напряжений деталей механизма и ступицы. Улучшение теплового режима открывает широкие возможности и совершенствования тормоз-

ной системы. Путем оптимизации сочетания размеров тормозного диска, хода педали тормоза, размеров усилителя тормоза, характеристик фрикционного материала ADS позволяем обеспечить эксплуатационные и ценовые показатели тормозной системы, соответствующие требованиям рынка.

Для гидропривода тормозов ADS с четырьмя фрикционными поверхностями требуется давление рабочей жидкости примерно в 2 раза меньше, чем в традиционной системе, что, в свою очередь, позволяет существенно уменьшить размеры вакуумного усилителя или снизить усилие на педали и ход педали тормоза. Уменьшение массы усилителя составляет до 1 кг. Снижение габаритных размеров увеличивает гибкость компоновки. Кроме того, диаметр тормозного диска может быть уменьшен на величину до 25 мм, что позволяет применить колеса меньшего размера и уменьшить неподрессоренную массу автомобиля.

Использование плавающих, подвижных в осевом направлении на ступице дисков обеспечивает равномерность контакта рабочих поверхностей дисков и фрикционных накладок, снимая проблему ступенчатого износа, которым может привести к скрипу тормозов в традиционной тормозной системе.

Благоприятный температурный режим работы ADS и минимальная неравномерность изменения толщины диска способствуют улучшению характеристик по шуму и вибрации и позволяют снизить число рекламаций по шумовым показателям за период гарантийной эксплуатации, составляющих наибольшее количество претензий пользователей автомобилей США и повышающих стоимость гарантированного обслуживания.

В числе других преимуществ нового тормоза отмечается уменьшение потери эффективности при нагреве и более короткий тормозной путь автомобиля при неработающем вакуумном усилителе вследствие меньшего требуемого рабочего давления в гидросистеме. Последнее преимущество позволяет обеспечить соответствие транспортного средства с вакуумным усилителем тормоза все более жестким требованиям. В ходе испытаний с 12 последовательными торможениями на автомобиле BMW X5, независимо проведенные

AMS (Auto Motor und Sport), не зарегистрировано снижение эффективности торможения вследствие нагрева тормозных механизмов. Фирма заявляет, что, как показали испытания, на автомобилях типа SUV при использовании ADS нет необходимости применения нескольких тормозных систем. Снижение максимальной температуры при торможении составляет до 100 °С. Имеется возможность сокращения хода педали тормоза на 25 мм благодаря уменьшению потребного объема рабочей жидкости в гидросистеме, либо уменьшения размеров вакуумного усилителя на величину приблизительно 40 мм. Общее уменьшение массы автомобиля с новыми тормозами составляет около 7 кг в зависимости от состава системы и уровня интеграции.

Проведенные испытания объемом более 1,5 млн. км на 20 автомобилях подтвердили соответствие разработанной тормозной системы техническим условиям и срок службы не менее срока службы автомобиля.

Для производителей автомобилей предъявляются две версии системы: одна – для малых европейских автомобилей В – класса, вторая – для автомобилей с мощными двигателями типа SUV, предназначенными, для активного отдыха. В первой версии рабочий цилиндр тормоза встроен в элемент подвески, во второй версии цилиндр является самостоятельным узлом.

Для производства ADS применяются существующие материалы и техпроцессы, причем фирма Delphi заявляет, что вполне возможно дальнейшее снижение сложности и стоимости изготовления. В качестве примера, ступица с усыновленными тормозными дисками выполняется в виде единого узла с запрессованными подшипниками колеса. Дальнейшее развитие конструкции предполагает расширение использования легких материалов, обуславливающих снижение веса.

Для облегчения адаптации ADS производителями автомобилей Delphi создала пакет аналитических компьютерных программ, моделирующих полномасштабные испытания автомобилей и позволяющих конструкторам провести оптимизацию параметров тормозной системы применительно к данной модели автомобиля.

## 2.7. Исследование систем повышения тормозной динамичности автотранспортных средств

Теория и практика последних лет показывают, что одним из наиболее эффективных средств повышения активной безопасности, особенно для автопоездов, является применение антиблокировочных систем, которые позволяют обеспечить минимальный тормозной путь, сохранить устойчивость и управляемость в опасных ситуациях, особенно при неблагоприятных дорожных условиях. Также для повышения тормозной динамичности и активной безопасности автотранспортных средств применяют различные способы торможения, обеспечивающие более полное использование сцепления с дорогой каждым колесом.

Впервые АБС были применены в середине 50-х годов в начале на легковых, а затем на грузовых автомобилях. В настоящее время, она остается наиболее перспективной системой, автоматически устраняющей блокировку затормаживаемых колес, предотвращая юз, отсутствие которого дает возможность останавливать АТС на кратчайшем пути без заноса, то есть обеспечивает степень проскальзывания колеса близкой к оптимальной ( $\lambda_{оп}$ ), а коэффициент сцепления максимальный ( $\varphi_x$ ).

Конструкции АБС разнообразны, однако в любом из них используется зависимость коэффициента сцепления  $\varphi_x$  от степени проскальзывания  $\lambda$  колеса, определяемой по формуле:

$$\lambda = (v_k - \omega_k r) / v_k \quad (2.11)$$

где  $v_k$  – линейная скорость центра, м/с. №

$\omega_k$  – угловая скорость колеса, с<sup>-1</sup>.

При  $v_k = \omega_k r$  имеет место чистое качение колеса и  $\lambda = 0$ . При  $v_k > \omega_k r$  колесо катится с проскальзыванием (ведомый и тормозной режимы) и  $0 < \lambda < 1$ . Если  $\omega_k = 0$ , то  $\lambda = 1$ , колесо при этом движется не вращаясь, возникает юз. При  $v_k < \omega_k r$  колесо катится с пробуксовыванием (активный режим) и  $\lambda < 0$ . При уменьшении скорости  $v_k$  до нуля колесо вращается, но автомобиль остается на месте и  $\lambda \rightarrow \infty$ .

Экспериментальная зависимость  $\varphi = \varphi(\lambda)$  показана на рисунке 2.15.

При отсутствии тормозного момента колесо нагружено только силами сопротивления движению (ведомый режим), касательная реакция дороги невелика. Соответственно малы касательная деформация шины,  $\varphi_x$  и  $\lambda$  (участок  $OA$ ). При увеличении тормозного момента возрастает касательная реакция дороги, вызывающая увеличение деформации шины и упругого проскальзывания ее элементов. Коэффициент сцепления изменяется примерно пропорционально  $\lambda$  (участок  $AB$ ), а взаимодействие шины с дорогой определяется в основном трением покоя.

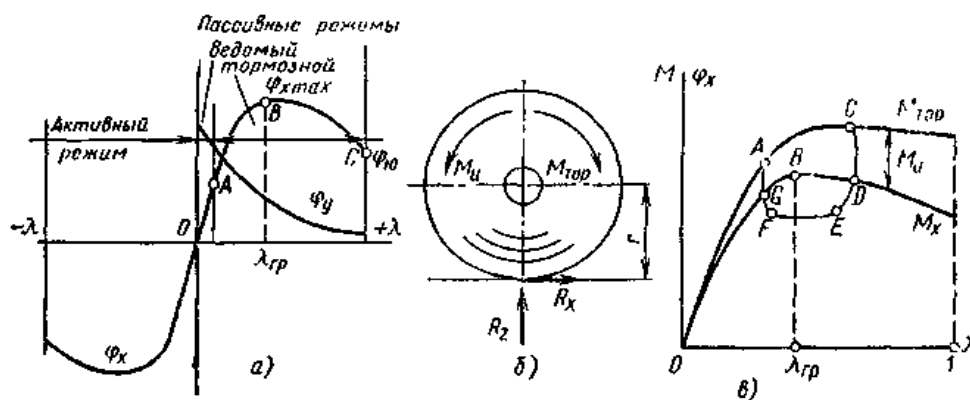


Рисунок 2.15 – Параметры работы антиблокировочной системы:

- а) – зависимость коэффициента сцепления  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  от степени проскальзывания;
- б) – моменты действующие на тормозное колесо;
- в) – изменение моментов  $M_{тор}$ ,  $M_{ш}$ ,  $M_x$  от степени проскальзывания  $\lambda$ .

Дальнейший рост  $M_{тор}$  вызывает прогрессивное увеличение числа скользящих элементов в зоне контакта до тех пор, пока коэффициент  $\varphi_x$  не достигнет максимума (точка  $B$ ).

Максимальный коэффициент сцепления  $\varphi_{xmax}$  и граничная степень проскальзывания  $\lambda_{gr}$  соответствуют наиболее эффективному режиму торможения.

При дальнейшем увеличении тормозного момента на дороге скользит почти вся зона контакта и, поскольку трение скольжения меньше трения покоя, касательная реакция дороги уменьшается.

Уменьшение реакции дороги вызывает снижение эффективности торможения, приводя к остановке – блокировке колеса (точка  $C$ ). При отсутствии антиблоки-



ровочной системы колесо блокируется весьма быстро, меньше чем за 1с. Коэффициент сцепления  $\varphi_{ю}$  при блокировке колеса при движении автомобиля по сухому покрытию от 10 до 15 %, а по мокрому от 20 до 30% меньше  $\varphi_{xmax}$

Основным назначением антиблокировочных систем является создание такого режима торможения, при котором степень проскальзывания колеса была бы близка  $\lambda_{mp}$ , а коэффициент сцепления – максимальному значению  $\varphi_{xmax}$ .

Рассмотрим работу антиблокировочного устройства. При воздействии тормозного момента  $M_{тор}$  на колесо его угловая скорость уменьшается, возникает инерционный момент.

$$M_u = J_k \varepsilon_k \quad (2.12)$$

где  $J_k$  и  $\varepsilon_k$  – момент инерции и угловое замедление колеса.

Пренебрегая сопротивлениями качению и воздуха, найдем момент  $M_x$  касательной реакции  $R_x$  дороги (рис. 2.15б).

$$M_x = R_x r = R_z r \varphi_x = M_{тор} - J_k \varepsilon_k \quad (2.13)$$

Если приблизительно считать  $R_z$  и  $r$  постоянными, то момент  $M_x$  будет прямо пропорционален  $\varphi_x$ . Это дает возможность показать графически связь между моментами  $M_{тор}$ ,  $M_x$ ,  $M_u$  (рисунок 2.15в). При увеличении момента  $M_{тор}$  от нуля возрастают проскальзывания колеса и момент  $M_x$ . При этом  $M_x$  всегда меньше  $M_{тор}$  на величину  $J_k \varepsilon_k$ . Момент  $M_x$  увеличивается до максимума (точка **B**), соответствующего граничному значению степени проскальзывания  $\lambda_{zp}$ . После этого  $\varphi_x$  и  $M_x$  начинают быстро изменяться, а угловое замедление колеса возрастает. Во избежание блокировки колеса антиблокировочная система уменьшает тормозной момент, делая это с некоторым запаздыванием (точка **C**). Момент  $M_{тор}$  снижается до некоторого предела (точка **E**), после чего поддерживается на постоянном уровне (отрезок **EF**). Увеличение  $M_{тор}$  вызывает понижение углового замедления, которое в точке **D** падает до нуля (колесо вращается равномерно), затем становится отрицательным, что означает разгон колеса. В точке **F** тормозной момент начинает увеличиваться, а угловое ускорение колеса уменьшаться, и в точке **G** колесо снова вращается равномерно. За-

тем тормозной момент возрастает до точки *A*, после чего цикл работы антиблокировочной системы повторяется.

Таким образом, тормозной момент при работе этой системы изменяется по контуру *ACDEFGA*, в результате чего реализуются значения  $\lambda$ , близкие  $\lambda_{zp}$  равны 0,05 – 0,1, а коэффициент сцепления выдерживается максимальным с точностью до 1%. Изменение параметров движения затормаживаемого колеса показано на рисунке 2.16.

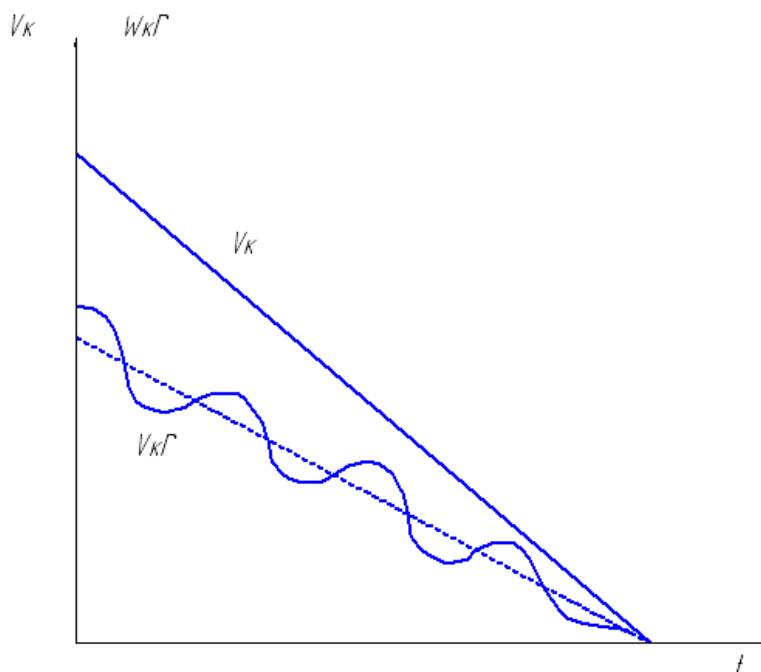


Рисунок 4.12 – Изменение параметров движения  $v_k$  и  $\omega_k r$

Если коэффициент сцепления постоянен, то замедление колеса также постоянно, и скорость  $v_k$  изменяется по линейному закону. При отсутствии антиблокировочной системы угловая скорость  $\omega_k$  так же изменяется по прямой. При работе системы колесо то замедляет вращение, то разгоняется. Это вызывает периодические колебания  $\omega_k$  относительно оптимальных значений (штриховая кривая). Частота колебаний в современных системах составляет 2 – 10 Гц.

В антиблокировочной системе применяются механические и электронные датчики. На рисунке 2.16а показан механический датчик.

Датчик имеет вид 1, связанный с колесом автомобиля, винтовую муфту 2 и маховик 5, укрепленный на лифте с небольшим трением, создаваемым башмаками

3 и пружинами 4. Когда угловая скорость колеса падает и его угловое замедление достигает заданного порогового значения, маховик, перемещаясь вместе с муфтой 2 по винтовой нарезке вправо, преодолевает силу пружины 7 и сдвигает золотник 6. Золотник открывает золотник 11, соединенный тормозной камерой с отверстием 1, ведущим в атмосферу. Тормозной момент сначала уменьшается, а затем возрастает, маховик же стремится вращаться с прежней скоростью. В результате трения башмака о муфту золотник 6 удерживается в прежнем положении.

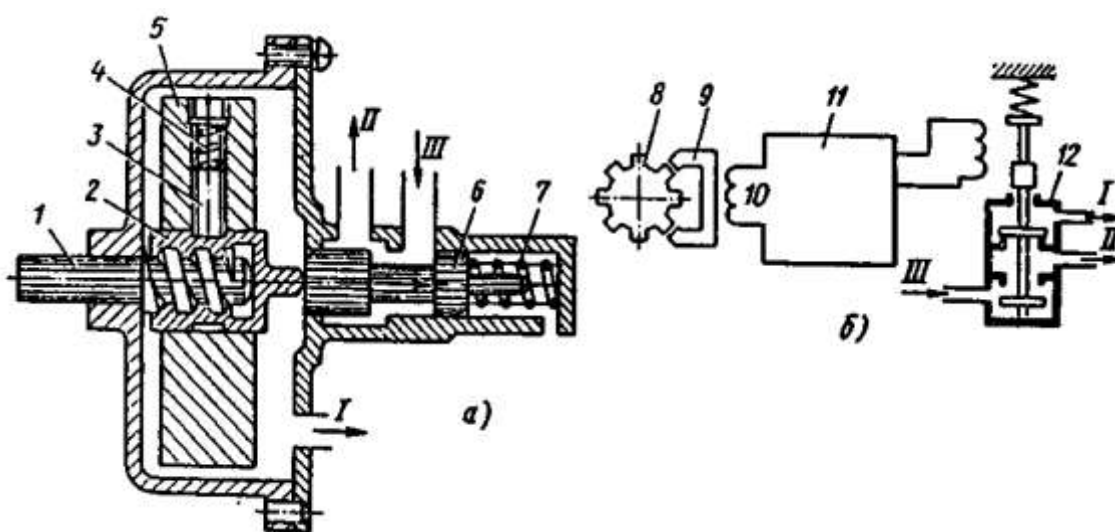


Рисунок 2.16 – Схемы датчиков антиблокировочной системы:  
 а) механический;      б) электронный.

После того как угловые скорости вала 1 и маховика выровняются, пружина 7 перемещает золотник и муфту влево, соединяя канал III от тормозного крана с тормозной камерой, вследствие чего увеличивается тормозной момент.

Электронный датчик показан на рисунке 2.16б. Он имеет импульсный генератор, состоящий из зубчатого ротора 8, связанного с колесом автомобиля, и неподвижного магнита 9 с обмоткой возбуждения 10. При вращении ротора в обмотке индуцируется ток, частота и амплитуда которого пропорциональны  $\omega_k$ . Сигналы от генератора поступают в виде аналогового или цифрового счетно-решающего устройства. Блок управляет электромагнитным каналом 12. Иногда применяют несколько клапанов, осуществляющих ступенчатое изменение давления.

Электронные антиблокировочные системы имеют весьма разнообразные алгоритмы функционирования, но все их можно разделять на неадаптивные и адаптивные. Неадаптивные поддерживают заранее заданную величину  $\lambda$ , а адаптивные (самонастраивающиеся) сами определяют ее оптимальную величину. ABS состоит из четырех звеньев: объекта регулирования, датчиков, управляющего блока и модулятора давления в тормозном приводе. На рисунке 2.17 показаны наиболее распространенные варианты применения антиблокировочной системы: датчики устанавливаются на всех колесах, на один из мостов – задний (рисунк 2.17а) или передний (рисунк 2.17б), оборудуют одним модулятором и так далее.

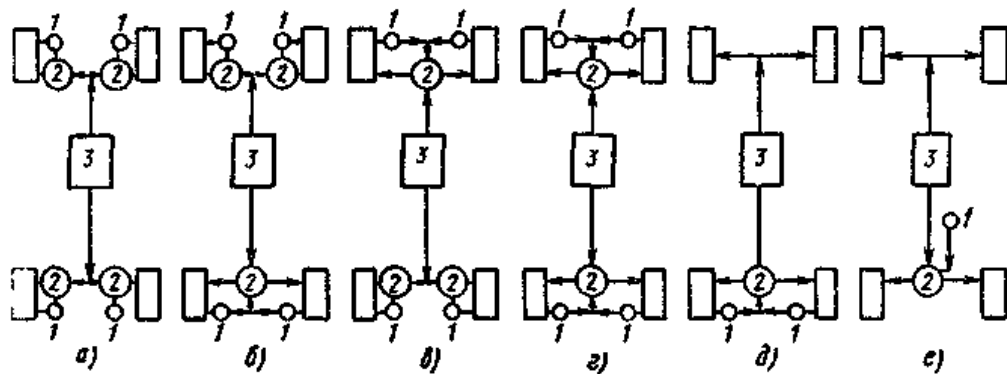


Рисунок 2.17 – Варианты установки антиблокировочной системы:

1 – датчик; 2 – модулятор; 3 – тормозной цилиндр.

В настоящее время накоплен большой экспериментальный материал, подтверждающий существенное повышение активной безопасности автомобиля при применении антиблокировочной системы. В таблице 2.6 приведены результаты испытания легковых автомобилей с подобной системой, действующей на все колеса.

При движении автомобиля, оборудованного антиблокировочной системой, по дороге с сухим покрытием тормозной путь в среднем уменьшается на 10 ÷ 15%, а по дороге с мокрым покрытием – на 25 ÷ 35%.

Испытания автомобилей с антиблокировочной системой выявили еще одно существенное преимущество ABS – повышение поперечной устойчивости затормаживаемого автомобиля. Поперечное отклонение заторможенного автомобиля от прежнего направления движения при наличии антиблокировочной системы уменьшается почти вдвое.

Таблица 2.6 – Показатели тормозной динамичности автомобилей

Дорога	Начальная скорость торможения, м/с	Тормозной путь, м		Повышение эффективности, %
		с АБС	без АБС	
Асфальтобетонная: сухая	13,9	10,6	13,1	19,1
		18,7	24,7	21,1
Брусчатка: сухая	13,9	11,6	13,2	12,1
		19,1	23,4	18,8
Укатанный снег	13,9	30,9	36,8	16,1
Асфальтобетон: сухой	27,7	41,1	50,0	17,8
		62,5	100,0	37,5
Брусчатка: сухая	27,7	45,5	59,0	22,9
		61,5	90,0	31,7

Существует большое разнообразие конструктивных схем антиблокировочных систем и вариантов их применения.

Каждая система включает следующие элементы:

- датчики механического (инерционного) или электромагнитного типа (импульсные генераторы или тахогенераторы);
- устройство управления механического или электронного типа;
- исполнительный механизм гидравлического, пневматического, вакуумного, электрического или комбинированного типа;
- систему питания (источник энергии) гидравлического, пневматического или вакуумного типа с механическим или электрическим управлением.

На рисунке 2.18 приведена принципиальная схема устройства и действия антиблокировочной системы с механическим датчиком, механическим управляющим устройством и вакуумным исполнительным механизмом. Регулирование тормозных сил осуществляется в зависимости от замедления пары колес задней оси автомобиля. Привод тормозов – гидравлический.

Датчик – инерционного типа, состоит из маховика 5, связанного фрикционом 3 с втулкой 4 и шкивом 1. Шкив 1 вращается на подшипнике корпуса 11. Ось маховика расположена параллельно продольной оси автомобиля. Маховик получает вращение от карданного вала автомобиля через ременную передачу. Управляющий механизм выполнен в виде клинового (шарикового) разжимного

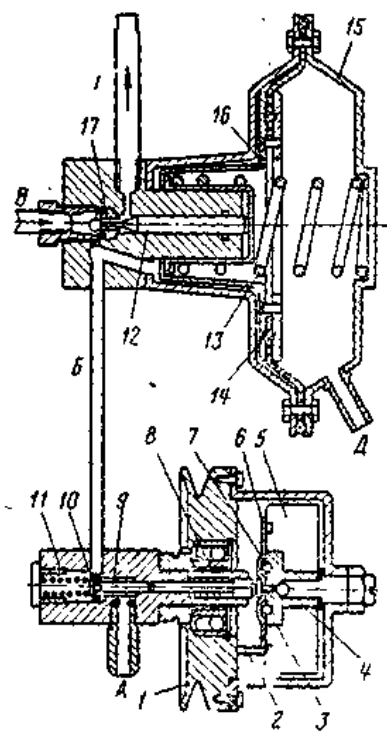


Рисунок 2.18 – Схема устройства и рабочее положение деталей антиблокировочной системы с механическим датчиком:

1 – шкив; 2 – направляющие пальцы; 3 – фрикцион; 4 – втулка; 5 – маховик; 6 – пластина; 7 – шарики; 8 – пружина; 9 – стержень; 10 – клапан; 11 – корпус; 12 – плунжер; 13 – пружина; 14 – диафрагма; воздушно-вакуумная камера; 15 – камера; 16 – отверстие; 17 – клапан.

клапана. На торцевой части втулки 4 сделаны кольцевые углубления, в которые заложены шарики 7. На торцевой части пластины 6 углубления для шариков сделаны наклонными. Пластина 6 пружиной 8, действующей на стержень 9, прижимает шарики 7 ко втулке 4. Пластина может перемещаться по направляющим пальцам 2. Пальцы 2 ограничивают также угол поворота маховика 5 относительно шкива. Исполнительный механизм смонтирован на магистрали гидравлического привода тормозов задней оси автомобиля. Механизм имеет клапан 10 закрыт и магистраль Б изолирована от атмосферы. В камере 15, соединенной вводом Д с вакуумным баллоном (впускным трубопроводом двигателя), поддерживается вакуум по обе стороны диафрагмы 14. Клапан 17 действием пружины 13 открыт, и тормозные цилиндры (магистраль Г) свободно сообщаются с главным цилиндром (магистраль В).

При обычном торможении, не достигающем блокирования колес, рабочее положение деталей соответствует схеме, показанной на рис. 4.15. При этом шкив датчика и маховик 5 вращаются с одинаковой скоростью, шарики находятся в углублениях пластины 6. Инерционный момент маховика 5 уравнивается моментом трения фрикциона 3, а также моментом от сил сопротивления перекачиванию шариков 7, нагруженных силами инерции стержня 9 и его пружины 8.

При торможении с предельным использованием сцепного веса задних колес вначале блокирования колес резко возрастает угловое замедление шкива 1, поэтому инерционный момент маховика 5 превышает момент сопротивления со стороны шариков. Маховик проворачивается относительно шкива, сдвигая пластину 6, а вместе с ней и стержень 9 в осевом направлении. Стержень перекрывает клапан 10, включая в работу исполнительный механизм. Атмосферный воздух, проходящий через отверстие А в магистраль, действует на диафрагму 14 и перемещает плунжер 12 вправо. При этом шариковый клапан закрывается и отключает магистраль Г рабочих цилиндров от главного цилиндра. При перемещении плунжера увеличивается объем магистрали привода тормозов задних колес, поэтому давление жидкости резко снижается, колеса разблокируются и начнут вращаться с ускорением. Ускоренное вращение шкива 1 позволяет маховику 5 сместиться в исходное положение, при этом шарики войдут в углубления пластины 6 и стержень 9 закроет клапан 10. В полости под диафрагмой 14 через отверстие 16 восстановится вакуум. Плунжер 12 под действием пружины 13 вытеснит жидкость в магистраль рабочих цилиндров тормозов.

Возрастание давления жидкости приведет к развитию процесса торможения колес и повторному срабатыванию системы. Цикл повторяется от изменения условий сцепления колес или усилия на педали тормоза.

Система с механическим датчиком инерционного типа может быть сделана так, что регулирование процесса торможения колес будет происходить в зависимости от двух параметров: замедления автомобиля и колес. С этой целью маховик устанавливается подвижно в осевом направлении (система TRW). Вследствие

этого силы инерции поступательного движения маховика сопоставляются в дифференциальном устройстве с силами инерции вращательного движения, значительное рассогласование замедлений вызывает срабатывание управляющего устройства и затем исполнительного механизма

Механические инерционные датчики требуют постоянной кинематической связи с колесом или карданным валом автомобиля. Вследствие постоянной работы всех деталей датчика происходит их ускоренный износ. Широкое распространение получают электромагнитные датчики. Обычно применяется зубчатый диск или пазы на окружности барабана (диска).

Диск вращается в магнитном поле катушки. Уровень сигнала характеризует скорость вращения колеса, а число зубьев определяет частоту сигналов. Датчик включается в электронную схему управляющего устройства.

Принципиальная схема антиблокировочной системы с электромагнитным датчиком и электронным управляющим устройством для тормозной системы с пневматическим приводом седельного автопоезда (система Maxaret Mk2E) приведена на рисунке 2.19.

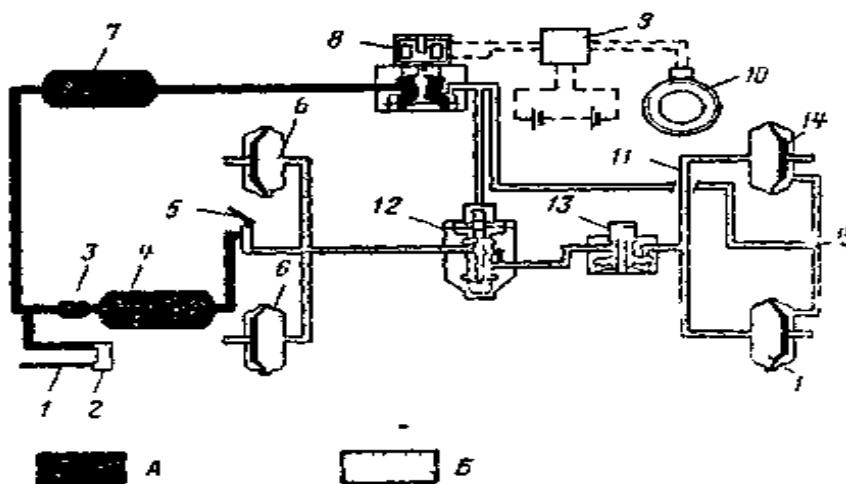


Рисунок 2.19 – Принципиальная схема антиблокировочной системы Maxaret Mk2E:

1 – магистраль компрессора; 2 – регулятор давления; 3 – обратный клапан; 4 – воздушный баллон тормозной системы; 5 – тормозной кран; 6 – тормозные камеры передних колес; 7 – воздушный баллон АБС; 8 – клапан регулирования давления; 9 – электронное устройство управления; 10 – датчик скорости колеса; 11 – магистраль включения тормозов; 12 – клапан регулирования чувствительности системы; 13 – уравнивающий выпускной клапан; 14 и 16 – тормозные камеры задних колес; 15 – магистраль выключения тормозов. А – номинальное давление воздуха; Б – давление воздуха заданное водителем.



В этой системе управляющее давление воздуха подается под диафрагмы рабочих тормозных камер, нагруженных сжатым воздухом, поступившим от тормозного крана.

При обычном торможении давление воздуха в полости тормозных камер 14 и 16 задних колес устанавливается равным давлению в тормозном кране 5. Камеры выключения тормозов, расположенные с противоположной стороны диафрагм рабочих тормозных камер, сообщаются с атмосферой через открытое атмосферное отверстие клапана 8. В этом случае система антиблокирования не влияет на работу тормозной системы автомобиля.

При блокировании колес задней оси электронное управляющее устройство 9 дает ток в соленоид клапана 8 регулятора давления. При этом атмосферное отверстие закрывается, а воздушное (впускное) открывается. Сжатый воздух,

поступающий из воздушного баллона 7 в камеры выключения по магистрали 15, создает противодействие, уменьшающее приводное усилие тормозов, тормозной момент снижается. Одновременно управляющее давление подается к клапану 12 регулирования чувствительности системы, который вместе с уравнивающим клапаном 13 путем частичного стравливания воздуха из рабочих тормозных камер в атмосферу поддерживает рабочее давление примерно на одном уровне, определяемом тенденцией к блокированию колес независимо от дальнейшего увеличения усилия на педали тормоза.

Когда тенденция к блокированию колес исчезает, электронное управляющее устройство обесточивает соленоид клапана 8 и сжатый воздух стравливается через открытый атмосферный клапан. Тормозной момент повышается до тех пор, пока не появится тенденция к блокированию колес. Цикл повторяется примерно 8 раз в секунду в процессе резкого торможения. Система предотвращает блокирование колес, которое обычно приводит к заносу автомобиля или складыванию седельного автопоезда.

## **2.8. Анализ современных разработок антиблокировочных систем автомобилей**

Над проблемой создания АБС в России на протяжении многих лет работает ряд организаций и ВУЗов, в числе которых ЗИЛ, КамАЗ, НАМИ, НИИАЭ, МАМИ, МАДИ, СибАДИ, МВТУ им. Баумана и другие.

Конкретные результаты этих работ нашли отражение в публикациях таких исследователей, как: В. В. Иваненко, В.И. Иларионов, Н.Т. Катанаев, Г.М. Косолапов, Н. Г. Мальцев, Б.И. Морозов, Я.Н. Нефедьев, Э.Н. Никульников, А. И. Попов, Н. К. Пчелин, А.А. Ревин, В.И. Сальников, Д.А. Соцков, Л. К. Фрумкин, А.А. Юрчевский и другие. Активно работают над созданием АБС зарубежные фирмы, лидируют в этом направлении фирмы «БОШ» и «ВАБКО».

Сложность разработки автомобильных АБС обусловлена тем, что изменение условий сцепления колеса с дорогой имеет характер, трудно поддающийся математическому описанию. Отсюда следует, что АБС для автотранспортных средств должна обладать широкими адаптивными свойствами, что в свою очередь требует для ее создания достаточно развитой теории и довольно сложной аппаратной реализации и то и другое стало возможным лишь в последние два десятилетия.

Первоначально, АБС были установлены на автомобили специального назначения. Так в Великобритании по заказу муниципалитетов АБС фирмы «Гирлииг» тина «Скидчек» были установлены на пожарные автомобили. Известно также, что подобными устройствами были оборудованы полицейские автомобили крупных городов Великобритании.

Однако быстрые успехи электронной промышленности в области выпуска надежных и малогабаритных радиокомпонентов позволили поставить на повестку дня вопрос о массовом внедрении АБС, Следствием этого явился стандарт FMVSS-121 США, введенный в действие с 1977 г. В связи с открытием столь емкого рынка сбыта большое количество электронных и автомобильных фирм приступило к разработке и производству автомобильных антиблокиро-

вочных систем. Следует заметить, что относительная дороговизна АБС встретила значительное сопротивление потребителей автомобилей, в результате чего их обязательная установка в США была отменена. Тем не менее, к этому времени было утверждено Приложение к Правилам №13 ЕЭК ООН, регламентирующее качество АБС, а фирмы, разрабатывающие и изготавливающие эти изделия, успели проявить интерес к автотранспортным средствам практически всех категорий (Бош, ВАБКО). Наиболее массовым их потребителем являются большегрузные автомобили и автопоезда, а также большие спецавтомобили. Фирма Бош одной из первых объявила о серийном оснащении АБС легковых автомобилей.

В результате в начале 1970-х годов появились АБС. Первые варианты этих систем вполне справлялись со своими "обязанностями", но были построены на аналоговых процессорах, а потому оказались дорогостоящими в производстве и недостаточно надежными в эксплуатации. Поэтому работы над ними продолжались, и следующим шагом конструкторов стала замена аналогового процессора более надежными и недорогими цифровыми электронными блоками управления, выполненными на интегральных схемах. И первым автомобилем, получившим АБС второго поколения (правда не в серийной комплектации, а как дополнительное, за отдельную плату, оборудование), стал "Мерседес-Бенц 450 SEL", выпущенный в 1978 г. Примененная на нем схема АБС приведена на рисунке 2.20.

В нее входили: электронный блок 3 управления, установленный сразу после главного тормозного цилиндра, гидравлический блок 4 (модулятор тормозного давления), датчики 1 угловой скорости колес и исполнительные механизмы 2 гидравлического блока.

АБС приводилась в рабочее состояние после включения зажигания и достижения автомобилем некоторой скорости движения. Ее работа шла по довольно простому алгоритму: как только датчик 1 определял, что колесо начинает блокироваться, электронный блок 3, получив и обработав соответствующий сигнал, выдавал управляющий сигнал на электромагнитные клапаны гидравлического блока 4,

который, открывая, закрывая или прикрывая свои электромагнитные клапаны, регулировал давление жидкости в контурах тормозной системы.

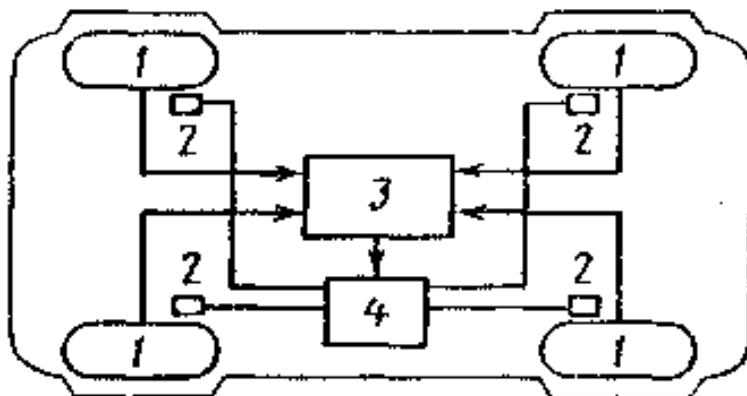


Рисунок 2.20 – Схема традиционной ABS:

- 1 – датчики угловой скорости колес автомобиля; 2 – исполнительные механизмы гидравлического блока; 3 – электронный блок управления;  
4 – гидравлический блок (модулятор)

Так, если заторможенное колесо начинало скользить ("юз"), соответствующие клапаны временно понижали или прекращали подачу жидкости в рабочий тормозной цилиндр. Если же этого оказывалось недостаточно, чтобы разблокировать колесо, электромагнитный клапан направлял тормозную жидкость в отводную магистраль, то есть снижал давление в тормозном цилиндре до нуля. Когда "юз" колеса прекращался, то есть его угловая скорость достигала заданной пороговой величины, электронный блок снимал свою команду. Клапаны гидравлического блока открывались, и давление снова поступало в тормозной механизм.

Эти циклы повторялись до тех пор, пока не исчезали попытки колеса блокироваться. То есть затормаживание и растормаживание колеса происходили периодически (процесс называется модуляцией). Водитель ощущал работу ABS в виде резких толчков на педали тормоза.

Таким образом, первые ABS представляли собой автоматические устройства, предназначенные для растормаживания колеса (колес), перешедшего в режим "юза", и работающие по двум сигналам – нажатию на педаль тормоза и угловой скорости колеса (колес). Тем не менее, они повышали курсовую устойчивость и

поворачиваемость АТС при торможении. Однако в последующем практика эксплуатации АТС выявила и ряд их недостатков:

- такая АБС не улучшала сцепления колес с дорогой, тем самым в известной мере создавая у водителя иллюзию безопасности;
- она не гарантировала уменьшения тормозного пути, особенно на сухих и не очень скользких дорогах;
- она не всегда верно могла распознать опасную ситуацию;
- в некоторых случаях даже снижала безопасность (Например, при преодолении подъема с сыпучим песком она воспринимала резкое торможение, препятствующее "сползанию" автомобиля назад, как команду разблокировать колеса. Для неопытного водителя данная ситуация становилась серьезным испытанием, особенно, если сзади находились другие автомобили.)

В итоге возникла необходимость совершенствования АБС, возложения на нее дополнительных функций, выполняемых по законам, в какой-то мере соответствующим интеллектуальной (нечеткой) или близкой к ней логике. Общая схема такой АБС приведена на рисунке 2.21.

В нее, как видим, кроме элементов традиционных АБС, входит контроллер 4 с нечеткой логикой (нечеткий контроллер), который способен адекватно идентифицировать ту или иную ситуацию и принять правильное решение по дополнительной информации, учитывающей не только угловые скорости вращения колес, но и продольный профиль дороги (уклон), состояние дорожного покрытия, темп (степень) нажатия на педаль 1 тормоза.

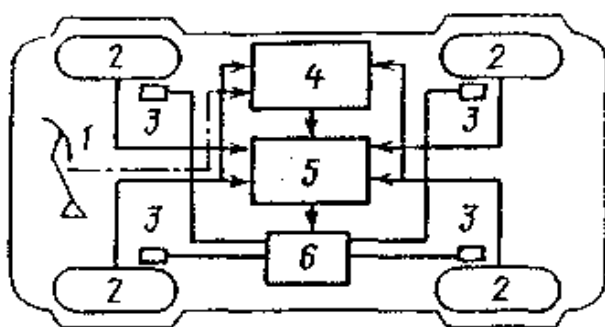


Рисунок 2.21 – Схема модернизированной АБС

- 1 – тормозная педаль; 2 – датчики угловой скорости колес; 3 – тормозные механизмы колес; 4 – контроллер; 5 – блок управления; 6 – модулятор.

Эта информация описывается соответствующими продукционными правилами нечеткого контроллера, на основе которых блоком 5 в совокупности с базовой программой управления формируются дополнительные сигналы, парирующие ложные управляющие воздействия (в частности, неумелые действия водителя) и предписывающие защитные и запретные мероприятия. В результате система управления тормозами становится "интеллектуальной", что значительно повышает безопасность движения, помогая в сложной ситуации действиям даже неопытного водителя. Данная АБС, как и всякая система управления, распознает сигналы датчиков. Кроме того, она адаптируется к ним, причем даже может обучаться.

(Для реализации обучающих алгоритмов используют такие интеллектуальные технологии, как искусственные нейронные сети или генетические алгоритмы.)

Типичная (применяют очень многие автомобилестроительные фирмы, в том числе "Дженерал Моторс", "Ниссан", "Тойота", "Вольво" и другие) схема интеллектуальной системы управления торможением колеса, выполненная на основе нечеткой логики, приведена на рисунке 2.22.

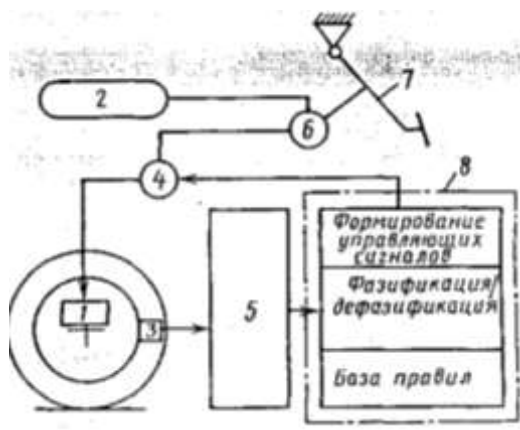


Рисунок 2 22 – Принципиальная схема интеллектуальной системы торможения:

- 1 – тормозной цилиндр; 2 – ресивер; 3 – датчик угловой скорости колеса;
- 4 – модулятор; 5 – микроконтроллер; 6 – главный тормозной цилиндр (кран);
- 7 – тормозная педаль; 8 – нечеткий контроллер

В ней реализуется традиционная логика, основанная на том, что при превышении скольжения, соответствующего максимальному сцеплению, скорость вращения колеса резко, вплоть до  $\infty = 0$ , уменьшается. Но нечеткий контроллер 8

данной системы содержит базу знаний, включающую производные правила нечеткого управления. Данные правила регламентируют формирование поправок к управляющим сигналам, направляемым модулятору 4, в зависимости от величин угловой скорости и углового замедления колеса, а также степени нажатия на педаль 7 тормоза.

Эти переменные учитываются так.

При нажатии на педаль тормоза давление в приводе возрастает. В результате увеличиваются тормозной момент и угловое замедление колеса. И когда, последнее достигает порогового значения, блок управления направляет в модулятор 4 соответствующий сигнал микроконтроллера 5, в результате чего полость тормозного цилиндра 1 соединяется с атмосферой. При этом в памяти микроконтроллера 5 фиксируется величина давления в тормозном цилиндре. Таким образом, система создает пульсирующий тормозной момент, обеспечивающий качение колеса со скольжением, близким к оптимальному. То есть принцип ее работы, по сути, не отличается от традиционного. Но в ней используется и обрабатывается не только одна (угловая скорость каждого из колес), но и другие информационные переменные: величина проскальзывания, замедление колеса, скорость автомобиля, тормозной момент. Это улучшает ее приспособляемость, повышает эффективность при торможении в сложных условиях (при большой скорости, на поворотах, скользкой дороге и других). Причем большинство из переменных не измеряются непосредственно, а вычисляются. Например, проскальзывание колеса – по угловой скорости его вращения и измеренной с помощью радио- или акустических доплеровских локаторов, оптических устройств и т.п. скорости автомобиля относительно опорной поверхности дороги.

Одна из схем работы таких систем приведена на рисунке 2.23.

Вся снимаемая датчиками информация обрабатывается (сигнал  $\omega_i$  превращается в сигнал  $s$ , сигнал  $v$  — и  $dv/dt$ , сигнал  $p$  — в  $p_z$ ) и поступает в нечеткий контроллер 4, который в режиме реального времени вырабатывает управляющие сигналы для исполнительных механизмов (тормозного привода). Данная ин-

формация учитывается в базе знаний, то есть продукционных правилах нечеткого управления.

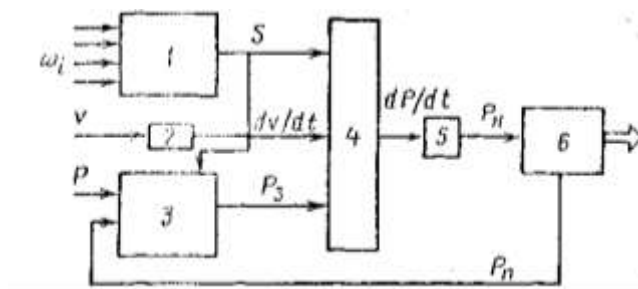


Рисунок 2.23 – Схема работы интеллектуальной системы торможения:

- 1 – устройство обработки сигналов  $\omega_i$ ; 2 – устройство обработки сигналов  $v$ ; 3 – устройство обработки сигналов  $p$ ; 4 – нечеткий контроллер; 5 – устройство объединения сигналов  $dp/dt$  и  $1/s$ ; 6 – тормозной привод

Вся снимаемая датчиками информация обрабатывается (сигнал  $\omega_i$  превращается в сигнал  $s$ , сигнал  $v$  — и  $dv/dt$ , сигнал  $p$  — в  $p_s$ ) и поступает в нечеткий контроллер 4, который в режиме реального времени вырабатывает управляющие сигналы для исполнительных механизмов (тормозного привода). Данная информация учитывается в базе знаний, то есть продукционных правилах нечеткого управления.

Поскольку системой используются не только значения угловых скоростей колес, но и дополнительная информация, величины скольжения  $s$  производных скоростей и давлений в тормозной системе, то появляется возможность учитывать и контролировать динамику и характер процесса торможения, а также тенденции развития этого процесса. В результате регулирование давления  $p$  в тормозной системе и давления  $p_s$  замыкания тормозных дисков осуществляется в соответствии с требованиями текущей дорожной ситуации, что значительно улучшает тормозные свойства АТС.

Ряд элементов искусственного интеллекта, применяемых в тормозных системах, выполняют, как уже упоминалось, функции распознавания движущихся и неподвижных объектов, находящихся в опасной зоне; дублирования системой аварийного торможения работы основной тормозной системы; защиты системы



экстренного торможения от ложных срабатываний; включения системы экстренного торможения при достижении определенной скорости; заблаговременного обнаружения и распознавания сигналов, исходящих от препятствий; парирования сторонних сигналов, получаемых при мгновенном вредном облучении объектов, и т.д.

В качестве еще одного примера разработок в области автоматизации тормозов можно привести тормозную систему фирмы "Бош", предназначенную для прицепов и наделенную элементами искусственного интеллекта (рисунок 2.24).

Система, как видно из рисунка, содержит датчики 1 угловой скорости вращения колес, микроконтроллер 5, модуляторы 3, тормозные механизмы 2 и ресивер 4. Работает она следующим образом.

В соответствии с показаниями датчиков 1 микроконтроллер 5 анализирует текущую ситуацию и рассчитывает управляющие сигналы, которые поступают на клапаны 3. Последние срабатывают и устанавливают требуемое давление в тормозных цилиндрах 2.

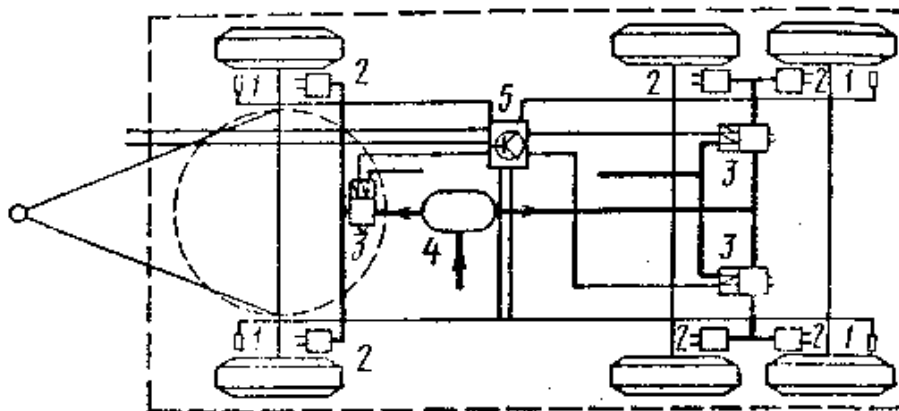


Рисунок 2.24 – Схема интеллектуальной тормозной системы фирмы "Бош ":

1 – датчики угловой скорости вращения колес прицепа; 2 – тормозные механизмы колес прицепа; 3 – модулятор; 4 – ресивер; 5 – микроконтроллер

Адаптивный алгоритм управления системы составлен таким образом, что микроконтроллер задействует эти клапаны только в том случае, когда при слишком интенсивном торможении он идентифицирует режим "блокировка колес".

Своевременное распознавание интеллектуальной системой данной ситуации и быстрая обработка исполнительными механизмами тормозов управляющих сигналов микроконтроллера обеспечивают безопасность, устойчивость и управляемость автопоезда

Современные АБС выполняются в виде дополнения к существующей тормозной системе и представляют собой набор из следующих основных элементов: колесных датчиков, блока управления и модуляторов давления рабочей среды в тормозном приводе.

С точки зрения обеспечения эффективности торможения, каждое из тормозящих колес должно быть охвачено антиблокировочным управлением. Но высокая пока стоимость АБС, а также ряд других факторов, связанных с устойчивостью автотранспортного средства при различных по бортам условиях сцепления, привели к большому разнообразию в схемах применения АБС. Большинство изготовителей формирует комплектность своих систем, исходя из возможности синхронного управления колесами одной оси. В зависимости от этого в комплект входят различное количество датчиков и модуляторов.

На рисунке 2.25 изображен гипотетический седельный автопоезд, все оси которого снабжены АБС имеющими различные схемы применения.



Рисунок 2.25 – Схемы применения АБС:

передняя ось – схема 22; средняя ось – схема 11; задняя ось – схема 21

Схема 22 (передняя ось). Цифровое обозначение показывает, что в схему входят два колесных датчика (первая цифра) и два модулятора (вторая цифра). Данная схема обеспечивает индивидуальное управление колесами, т.е. электронный блок содержит два идентичных канала управления. При такой схеме на однородной дороге обеспечивается максимальная устойчивость и эффективность торможения. Однако на дороге с бортовой неравномерностью возникает возмущающий момент, обусловленный разностью тормозных реакций колес. Возможности водителя не всегда оказываются достаточными для удержания автомобиля на желаемой траектории.

Схема 21 является более простой, так как содержит меньше элементов и всего один канал управления в электронном блоке. Стоимость такой схемы на 30÷40% меньше предыдущей. Однако, поскольку давление в тормозных камерах обоих колес одинаково (управляется с помощью одного модулятора), в случае бортовой неравномерности приходится выбирать для формирования команды информацию с одного из колес. В случае выбора колеса, находящегося на дороге с большим коэффициентом сцепления (сильное колесо), другое (слабое) колесо блокируется, что приводит к уменьшению устойчивости транспортного средства.

В отличие от рассмотренной (схемы select high) более распространена схема select low, то есть, работающая по информации с колеса, находящегося на скользкой дороге. Такая схема препятствует блокированию обоих колес, обеспечивает более высокую устойчивость, но за счет недотормаживания «сильного» колеса снижает эффективность торможения.

Введенная здесь терминология недостаточно устоялась в отечественной литературе, но является общепринятой в зарубежной.

Схема 11 простейшая, применяется лишь на ведущей задней оси (задняя ось тягача). Эта схема соответствует по своей эффективности усовершенствованному регулятору тормозных сил. Однако эффективность такой схемы зависит от идентичности тормозных механизмов, участвующих в создании общего тормозного момента.

Выбор на автомобиле количества управляемых осей часто предоставляется потребителю. При этом различные оси одного автомобиля могут оборудоваться по различным схемам.

Известны также и такие схемы, в которых от одного модулятора (или нескольких, работающих синхронно) управляются колеса нескольких осей (схема 01). Обычно такие схемы применяются в автопоездах для управления колесами прицепа по информации, получаемой от колес тягача.

Изучение известных, в том числе зарубежных, материалов показывает, что выбор схемы применения пока производится путем прямого экспериментального сравнения различных вариантов.

Как видно, основу АБС составляет контур автоматического управления качением колеса о тормозном режиме. Классификация особенностей именно данного контура является наиболее целесообразной, причем она существенным образом зависит от принятых критериев. Так предлагаемая в работе классификация включает в себя:

- особенности компоновки на объекте (автомобиле);
- особенности тормозного привода; особенности используемой рабочей информации и законов управления;
- особенности схмотехники и конструкции блока управления;
- диагностические возможности АБС.

Каждый из упомянутых критериев является практически независимым от остальных. Это означает, что каждый из них можно представить как шкалу в многомерном фазовом пространстве, когда конкретной системе в этом пространстве соответствуют точка или определенные области.

На современном автомобиле применяются гидравлический (гидродинамический и гидростатический) и пневматический тормозные приводы. Гидродинамический привод на отечественных автомобилях распространения не получил. Гидростатический привод находит применение на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Конструкция АБС с гидростатическим тормозным приводом должна предусматривать энергетический

узел, создающий давление рабочей среды в тормозном приводе для повторного торможения после растормаживания. Это создаст некоторую специфику в разработке АБС, В настоящей работе данные специфические вопросы не рассматриваются.

Рассматриваемый в работе пневматический тормозной привод, как правило, применяется на грузовых автомобилях и прицепах (полуприцепах). Характерной особенностью этого привода является наличие ресиверов, где сжатый воздух запасается при отсутствии торможения с помощью компрессора.

Пневмогидравлический привод находит применение на грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Данный привод в силовой части использует достоинства пневматического привода (есть компрессор и запасы сжатого воздуха), а в исполнительной части — достоинства гидропривода (малые габариты и масса исполнительного гидромеханического преобразователя), что позволяет встраивать тормозные механизмы в малые объемы колесного узла. При этом, пневмогидравлический привод позволяет антиблокировочное управление осуществлять путем модуляции давления рабочей среды в пневматической части привода как и в случае полного пневматического привода. В связи с указанным, пневмогидравлический привод рассматривается как привод, допускающий использование технических решений, принятых для использования в пневматическом приводе.

Первые автомобильные АБС появились на автомобилях с пневматическим приводом тормозов («Келен Хейс»). Это объясняется наличием аккумулятора рабочего тела – ресивера и относительной простотой реализации модуляторов тормозного давления.

Модуляторы традиционно имеют клапанное управление и относятся к исполнительным устройствам релейного типа. Некоторые из них имеют дополнительный соленоид (соответственно и клапан), позволяющий реализовать отсечку тормозной камеры от ресивера, то есть происходит своего рода «задержка давления в камере». Предполагается, что такое исполнение позволяет достичь некоторого снижения расхода воздуха. Это обстоятельство представляется особенно важным

в связи с тем, что АБС не создавалась вместе с автомобилем, а вписывается в готовую конструкцию, в частности, со сложившейся схемой пневматического тормозного привода и номенклатурой применяемых аппаратов, снабженной ресиверами вполне определенной емкости, не рассчитанной на дополнительный расход воздуха. Поэтому конструкция модуляторов иногда содержит элементы пневмологии, с помощью которых уменьшается расход сжатого воздуха (Скидчек GX).

Необходимо отметить, что автомобильный пневматический привод изначально создавался как силовой привод с диапазоном рабочего давления 0,65-0,80 МПа. В промышленной пневмоавтоматике для выполнения логических функций используются давления питания 0,113 - 0,175 МПа.. В связи с этим придание автомобильному тормозному приводу новых (логических) функций требует исследования возможностей традиционного силового привода выполнять эти новые функции, в первую очередь по быстродействию и предельным возможностям модуляции давления в циклическом режиме работы.

### **2.8.1. Антиблокировочные системы отечественного производства**

Работы по созданию отечественной АБС были начаты по решению Минавтопрома СССР еще в 1976 г. Вел их специально созданный ВНИИАвтоприборов отдел электронной автоматики, а в качестве соисполнителей выступали ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ и НИЦИАМТ. Первые опытные образцы таких систем появились уже к 1981 г. Это были модификации с аналоговым блоком управления.

Заводские испытания подтвердили работоспособность созданных конструкций, поэтому в 1982 г. состоялись их полигонные приемочные испытания на пожарном автомобиле АЦ-40-63А, изготовленном на базе шасси ЗИЛ-130.

Испытания прошли настолько удачно, что специалисты НИЦИАМТа и ГУПО МВД СССР рекомендовали АБС, причем практически без доработок, к серийному внедрению на пожарных автомобилях. Однако сами разработчики системы в том же 1982 г. выступили с предложением отказаться от аналоговой

АБС и перейти на микропроцессорный блок управления. Предложение было принято. С этого момента аналоговыми АБС занимались только ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ и НИЦИАМТ. В результате в 1984 г. завершились приемочные испытания оборудованных такими системами КамАЗ-53212, КамАЗ-5320, а также прицепов СЗАП-8350, СЗАП-8352.

Дальше всех в модернизации аналоговой АБС продвинулся ЗИЛ: в 1995 г. он представил на официальные сертификационные испытания автомобиль ЗИЛ-133Г40, а в 1997 г. — ЗИЛ-433100, ЗИЛ-433360, ЗИЛ-534330, ЗИЛ-442100 и их модификации.

Но в стране шла работа и по другим направлениям.

Так, в 1989 – 1990 гг. НПО "Автоэлектроника", НИЦИАМТ, ПО "БелавтоМАЗ" и "ЛиАЗ" завершили НИР по созданию АБС/ПБС "Автоэлектроника" с контроллерами на базе однокристалльной микроЭВМ серии 1830 ВЕ 51. Прошли предварительные испытания оборудованных ими автобуса ЛиАЗ-5256, автопоезда с тягачом МАЗ-54321. Одновременно начались приемочные испытания автобуса ЛАЗ-4207 (два образца), оборудованного АБС конструкции НПП "Алмаз".

Вся эта техника работала успешно. В результате было принято решение об организации производства электронных систем управления пневматическим тормозным приводом для грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов в НПП "Алмаз" и на заводе "Измеритель". Еще одну отечественную пневматическую АБС ("Автосистема") начало выпускать Борисовское ПО "Экран" (Белоруссия). Ею в 1998 г. оснащались автопоезда с полуприцепами МАЗ-938929, МАЗ-95060, МАЗ-938020, МАЗ-938600 и другие.

Как видим, отечественные АБС создавались примерно в те же годы, что и за рубежом. Это стало возможным потому, что в стране существовала четко действующая система организации НИОКР. В том числе и с точки зрения их финансирования: в нем участвовали автозаводы, НИЦИАМТ и госбюджет. Кроме того, в работе по внедрению АБС на автотранспорте активно участвовали ученые и специалисты вузов (МАДИ, МАМИ, МВТУ имени Н. Э. Баумана, ХАДИ, СибАДИ, ВПИ и др.): они исследовали возможности и особенности АБС раз-

личных типов, создавая для этих целей необходимые методики и оборудование (например, специальные автомобили-лаборатории), участвовали в организации опытной эксплуатации АТС, разрабатывали системы диагностирования АБС как при дорожных, так и стендовых испытаниях, и так далее.

Надо сказать, и создатели АБС, и их потребители (автозаводы) не отказывались и от зарубежного опыта. Например, ГАЗ, ЗИЛ, КамАЗ, ЛиАЗ и МАЗ постоянно занимались и занимаются адаптацией своих автомобилей к АБС фирм "Бош", "Вабко", "Кнорр", испытывают их на сооружениях НИЦИАМТа. Например, в 1991 – 1998 гг. специалисты фирм "Вабко" и "Бош" работали со всеми грузовыми автомобилями ЗИЛ, КамАЗ, МАЗ и УралАЗ, автобусами ПАЗ, а также многими прицепами и специальными автомобилями.

Ведутся работы и по АТС с гидравлическим тормозным приводом. Скажем, фирма "Бош" в свое время решила проблему адаптации гидравлических АБС к легковым автомобилям ВАЗ и ГАЗ. Причем исторически сложилось так, что все испытания, в том числе официальные (приемочные, сертификационные), проводились и проводятся в полном объеме только на сооружениях НИЦИАМТа.

Это, в частности, образованная в 1994 г. фирма "Элком-АБС-ТК", которая объединила созданную в 1990 г. сотрудниками КБ "Энергомаш" (ракетные двигатели) фирму "АБС-ТК" и НПП "Элком", организованное специалистами НПО "Автоматика и приборостроение" в 1991 г.

"Элком-АБС-ТК" разработала конструкторскую документацию на систему, а АО "Инкар" (г. Пермь) изготовило макетные образцы АБС, которые прошли предварительные испытания на автомобилях ВАЗ-2109 (1993 г.), "Москвич-2141" и ГАЗ-3302 (1995 г.). Специалисты НИЦИАМТа подтвердили, что все эти образцы в целом функционируют в соответствии с заданным законом управления, имеют хорошую приспособляемость к переменным дорожным условиям в отношении как формирования сигнала опорной скорости, так и выработки команд. Но возможности системы пока нельзя считать полностью реализованными. Наиболее слабые ее места – и утечки тормозной жидкости из модуляторов и технология изготовления блоков управления. Другими слова-



ми, отечественная АБС в принципе не уступает зарубежным образцам, но требует определенной доводки.

В целом к проблеме надежности АБС специалисты НИЦИАМТа всегда подходили так, чтобы ее ресурс был не ниже ресурса АТС, для которых она предназначена (рис 1.27).

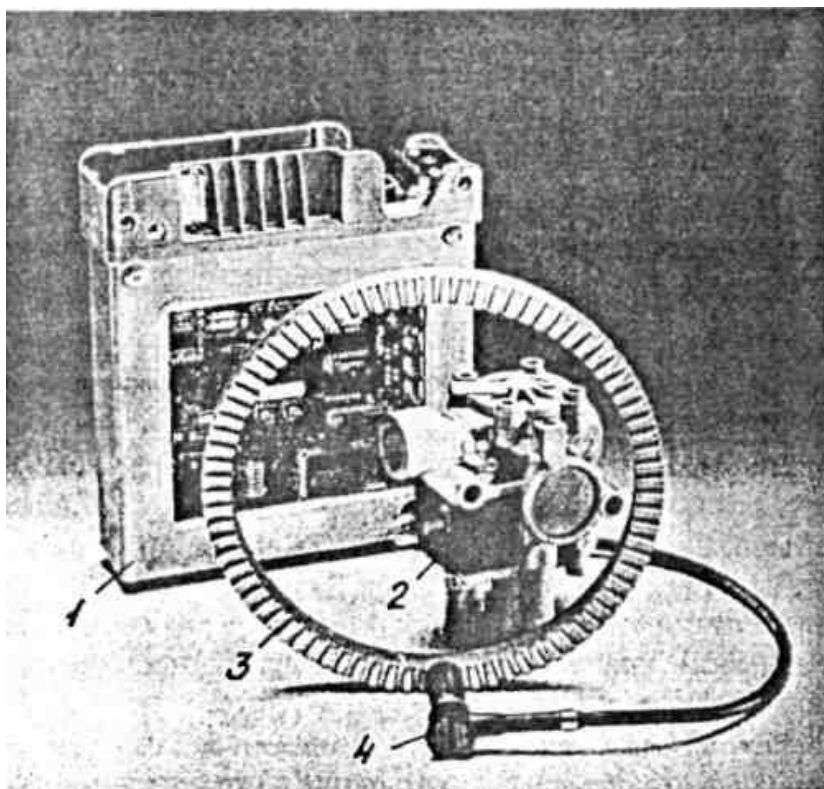


Рисунок 2.26 – Основные узлы АБС для пневматической тормозной системы:

1 – блок управления; 2 – модулятор; 3 – ротор;

4 – датчик частоты вращения колеса

## Глава 3. Разработка тормозных устройств автотранспортных средств

### 3.1. Тормозное устройство для передней оси автомобиля

Современные автотранспортные средства отличаются высокими динамическими качествами, позволяющими достичь относительно большой скорости и маневренности. Однако в условиях все возрастающей интенсивности движения особое значение приобретают вопросы безопасности. В этом плане задача управления и прежде всего торможения автотранспортных средств становится в ряд первоочередных проблем, а тормозные системы – в число важнейших узлов.

Разработчики и конструкторы тормозов зарубежных и отечественных фирм все большее предпочтение отдают разработке дисковых тормозов, обладающих стабильными характеристиками в широком диапазоне температур, давлений и скоростей.

Предлагаем конструкцию дискового тормоза для сельскохозяйственных транспортных средств (рисунок 3.1). Тормоз состоит из корпуса 7 и блока 9 цилиндров. Блок цилиндров крепят неподвижно к поворотной цапфе передней оси. В блоке цилиндров выполнено шестнадцать отверстий, в восьми из них размещены поршни 2, в восьми других установлены регуляторы 10 зазора. Уплотнение поршней обеспечивают резиновые и фторопластовые кольца. Своими основаниями поршни 2 упираются в прижимной диск 12. Между собой поршни соединены кольцевым каналом 4. В блок цилиндров ввернут штуцер 3 для подсоединения тормозного привода автомобиля. Для охлаждения тормоза в корпусе и тормозном барабане имеются технологические отверстия. Тормозной механизм работает следующим образом. При подаче давления сжатый воздух через штуцер 3 подается в кольцевой канал 4 к поршням 2, которые начинают двигаться, перемещая прижимной диск 12 в осевом направлении. При этом пакет дисков сжимается, на фрикционных поверхностях возникают силы трения и, следовательно, тормозной момент, пропорциональный давлению в приводе тормозной системы.

Зубчатый венец предназначен для зацепления шестерни датчика антиблокировочной системы, разработанной для данного тормоза.

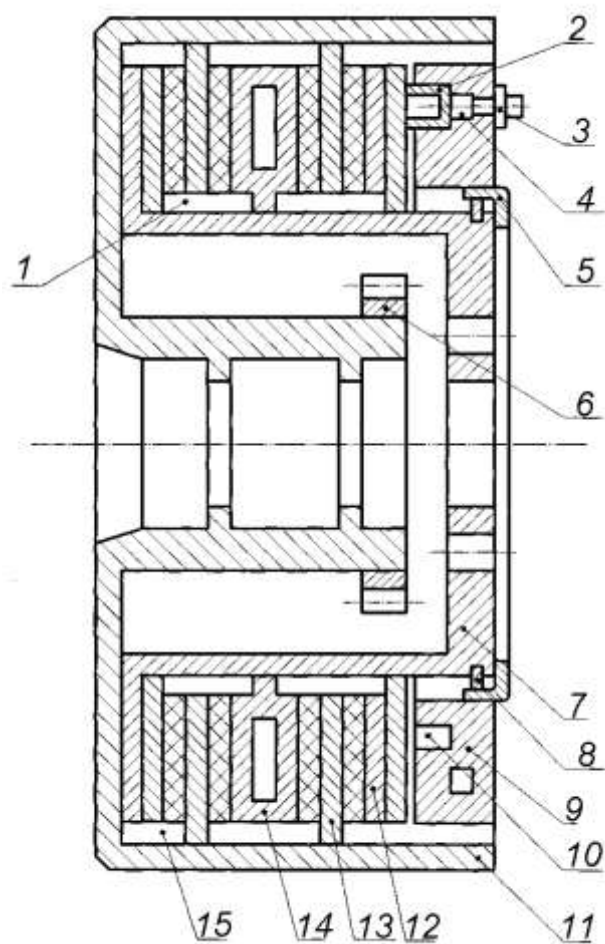


Рисунок 3.1 – Тормозное устройство:

- 1 – паз в корпусе; 2 – поршень; 3 – штуцер; 4 – кольцевой канал;  
 5 – крышка; 6 – зубчатый венец; 7 – корпус; 8 – полукольцо; 9 – блок цилин-  
 дров; 10 – регулятор зазоров; 11 – тормозной барабан; 12 – прижимной диск; 13  
 – подвижный диск; 14 – неподвижный диск;  
 15 – паз в тормозном барабане.

### 3.2. Тормозное устройство для промежуточной и задней осей автомобиля

Тормоз показан на рисунке 3.2.

Тормозное устройство работает следующим образом. При подаче давления через штуцер 13 в кольцевой канал к цилиндрам, поршни перемещаются, перемещая прижимной диск 10 в осевом направлении. При этом выбирается первоначальный зазор между дисками, пакет дисков сжимается, в результате чего при вращении колеса на фрикционных поверхностях возникают силы трения и, сле-

довательно, тормозной момент, пропорциональный давлению в приводе тормозной системы. Прижимной диск, перемещаясь при торможении, сжимает возвратные пружины регуляторов зазоров. Величина максимального сжатия пружин соответствует максимальному износу фрикционного материала.

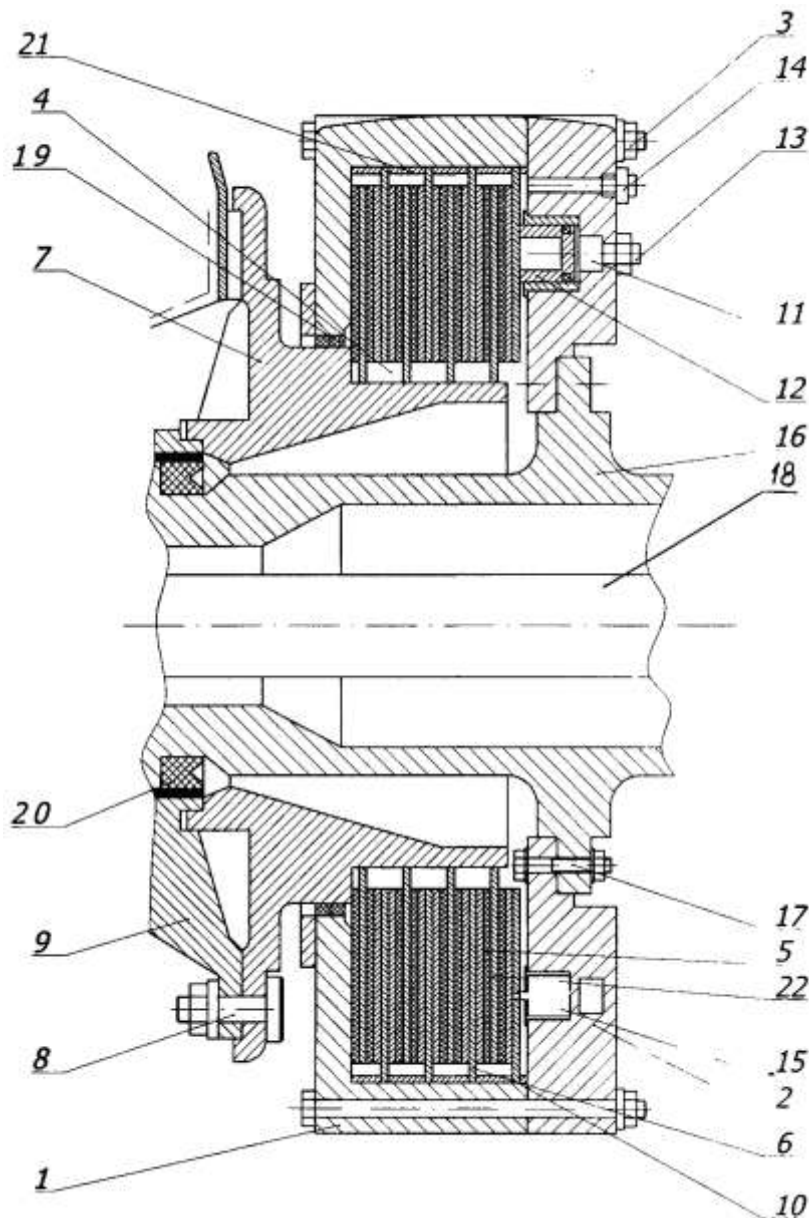


Рисунок 3.2 – Тормозное устройство:

- 1 – корпус; 2 – блок цилиндров; 3, 8, 17 – болты; 4 – паз;  
 5 – подвижные диски; 6 – неподвижные диски; 7 – подвижная втулка; 9 - ступица колеса; 10 – прижимной диск; 11 – кольцевой канал; 12 – поршень;  
 13, 14 – штуцеры; 15 – регулятор зазоров; 16 – балка заднего моста;  
 18 – полуось, 19, 20 – уплотнение; 21 – направляющие; 22 – накладка.

В процессе работы тормоза происходит стирание материала накладок дисков. При этом увеличивается величина зазора между дисками, что влияет на быстродействие тормоза. Чтобы избежать данного нежелательного явления, в разработанном тормозе установлен регулятор зазоров, который обеспечивает оптимальный постоянный зазор между дисками (рисунок 3.3).

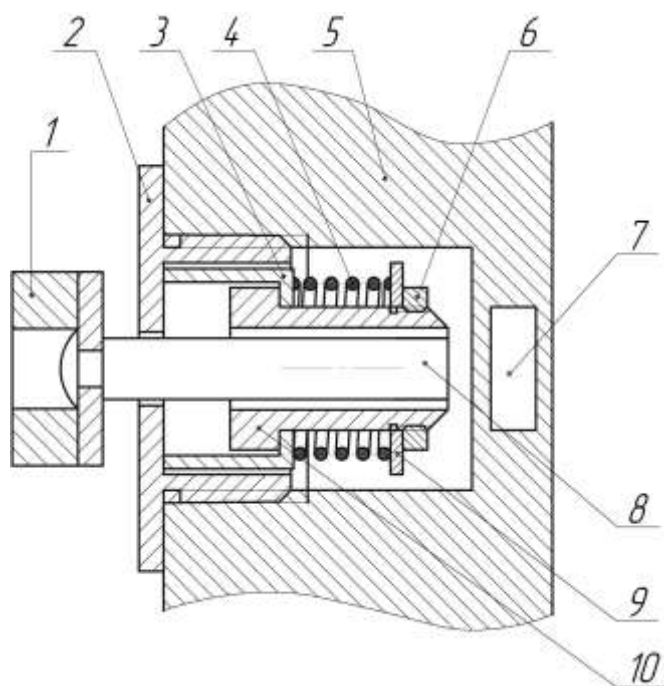


Рисунок 3.3 – Схема регулятора зазоров:

- 1 – прижимной диск; 2 – крышка; 3 – зажим;  
 4 – возвратная пружина; 5 – блок цилиндров; 6 – гайка;  
 7 – кольцевой канал; 8 – толкатель; 9 – шайба; 10 – упор.

Регулятор зазоров работает следующим образом. Прижимной диск 1, перемещаясь при торможении, сжимает возвратные пружины 4. Величина максимального сжатия пружины равна величине хода зажима 3, который ограничен упором 10 и крышкой 2. При сбросе давления в цилиндрах возвратные пружины отжимают прижимной диск и толкатель 8 в исходное положение. При этом тормозные диски освобождаются и колесо растормаживается.

При износе трущихся поверхностей в процессе торможения прижимной диск перемещается на дополнительную величину, равную величине износа.

При последующем растормаживании прижимной диск перемещается в обратном направлении только на величину сжатия пружин в процессе торможения. Так при работе тормоза автоматически выдерживается постоянство зазоров между дисками.

Для тормозного устройства разработан механический указатель износа фрикционного материала накладок тормозных дисков (рисунок 3.4).

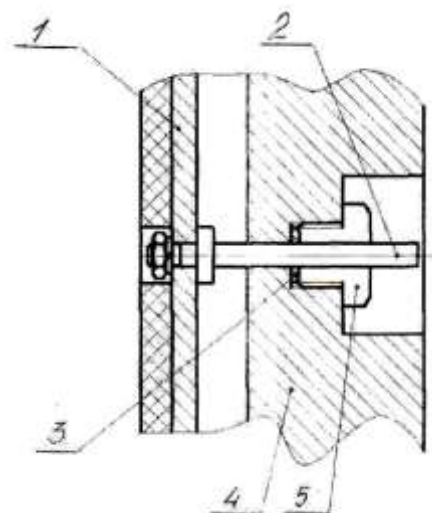


Рисунок 3.4 – Указатель износа фрикционного материала накладок:

1 – прижимной диск; 2 – указатель; 3 – уплотнение; 4 – блок цилиндров;  
5 – фасонная гайка

При движении прижимного диска в осевом направлении, вместе с ним передвигается в осевом направлении механический указатель контроля износа материала фрикционных накладок. По мере износа материала накладок указатель все глубже входит в блок цилиндров (при торможении). Если при нажатии на тормозную педаль и срабатывание тормоза, указатель окажется за подлицо с фасонной гайкой, то это говорит о том, что фрикционный материал накладок тормозных дисков износился до определенной толщины и диски (накладки) необходимо заменить на новые.

Методика расчета тормозного механизма предполагает определение тормозного момента, развиваемого тормозом, и его соответствие тормозному моменту, развиваемому механическим транспортным средством при максимальном замедлении (рисунок 3.5).

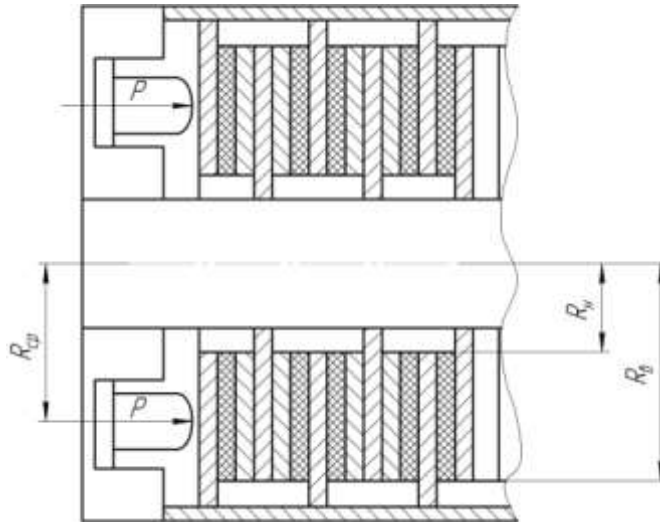


Рисунок 3.5 – Схема сил  $P$  и параметров тормозного механизма

Тормозной момент дискового тормоза

$$M_T = z \mu R_{CP} P,$$

где  $z$  – число пар поверхности трения,  $z = 4$ ;

$\mu$  – коэффициент трения,  $\mu = 0,45$ ;

$R_{CP}$  – радиус действия сил трения, эквивалентный действию всех элементарных сил трения на площади контакта:  $R_{CP} = (R_n + R_b) / 2$ ;  $R_n$ ,  $R_b$  – наружный и внутренний радиус диска, м;  $P$  – осевое усилие, Н.

Для более точного определения среднего радиуса, используем формулу:

$$R_{ЭКВ} = R_{CP} \delta_{\Phi},$$

где  $\delta_{\Phi}$  – коэффициент формы фрикционного элемента.

В предлагаемом тормозе можно использовать фрикционные элементы в виде кольцевого сектора, круга или овала (рисунок 3.6). Для расчетов возьмем фрикционный элемент в виде кольцевого сектора.

Для накладки в виде кольцевого сектора коэффициент  $\delta_{\Phi}$  зависит от соотношения радиусов

$$a = R_b / R_n < 1.$$

Для расчетов примем  $R_H = 0,21$  м,  $R_B = 0,16$  м,  $R_H - R_B < 0,6$ .

Отсюда  $a = 0,16/0,21 = 0,79$ , тогда  $b_\phi = 1,021$ .

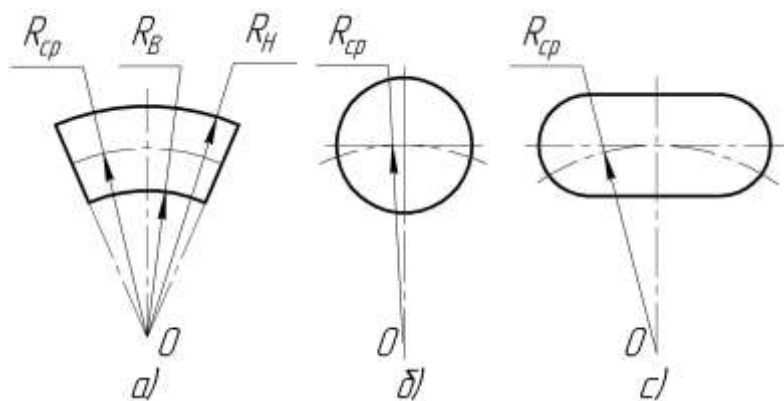


Рисунок 3.6 – Формы фрикционных элементов:

*a* – кольцевой сектор; *b* – круг; *c* – овал

Осевое усилие  $P$  в предлагаемом тормозе создается усилием восьми цилиндров. Для пневматического привода

$$P = 0,25 p \pi \sum_{i=1}^n d_{ц}^2,$$

где  $p$  – давление в пневмосистеме,  $p = 0,9$  МПа;

$d_{ц}$  – диаметр цилиндра,  $d_{ц} = 0,07$  м.

Отсюда

$$P = 0,25 \times 3,14 \times 0,9 \times 10^6 \times 8 \times 0,07^2 = 27689,8 \text{ Н.}$$

Тогда  $R_{CP} = [(R_H + R_B)/2] \delta_\phi = [(0,21 + 0,16)/2] \times 1,021 = 0,189$  м.

Отсюда тормозной момент равен

$$M_T = z \mu R P = 4 \times 0,45 \times 0,189 \times 27689,8 = 9420,07 \text{ Нм.}$$

Тормозной момент, развиваемый автотранспортным средством при экстренном торможении,



$$M_1 = (G_z \varphi R_k) / 2,$$

где  $G_z$  – масса автотранспортного средства, приходящаяся на переднюю ось при торможении:

$$G_z = G_1 + \frac{G_a \times h_0}{L_a} < \frac{J}{g}, \quad (3.1)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления шины с дорогой,  $\varphi = 0,8$ ;

$R_k$  – радиус колеса автотранспортного средства,  $R_k = 0,477$  м;

$G_1$  – масса автотранспортного средства приходящаяся на переднюю ось,  
 $G_1 = 2538$  кг;

$G_a$  – полная масса автотранспортного средства,  $G_a = 7825$  кг;

$h_0$  – высота центра тяжести автотранспортного средства,  $h_0 = 0,9$  м;

$L_a$  – база автотранспортного средства,  $L_a = 3,6$  м;

$J$  – максимальное замедление при торможении,  $J = 7,0$  м/с<sup>2</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Подставив в формулу (1) выбранные ранее значения величин, получим

$$G_z = 2538 + 7825 \times 0,9 \times 7,0 / 3,6 \times 9,81 = 3934 \text{ кг.}$$

Отсюда

$$M_1 = (39340 \times 0,8 \times 0,477) / 2 = 7506 \text{ Нм.}$$

Тормозной момент развиваемый тормозным механизмом 9420,07 Нм обеспечивает торможение транспортного средства с замедлением 7 м/с<sup>2</sup>, при давлении в приводе тормозного механизма 0,9 МПа:

$$M_T > M_1$$

Расчет тормозного момента для фрикционных элементов круговой и овальной формы принципиального отличия не имеет.

В качестве расчетных данных использовали данные автобуса ПАЗ – 3205.

Достоинство дискового тормоза – возможность получения поверхности трения значительно большей, чем у колодочных тормозов, при одинаковых габаритных размерах. Это позволяет использовать дисковый тормоз при меньшем давлении между трущимися поверхностями. В результате повышается их износостойкость, сцепление трущихся элементов по плоской поверхности, обеспечивается высокая равномерность распределения давления, а следовательно, равномерный износ материала.

Применение дисковых тормозов в конструкциях транспортных средств большой массы имеет свои специфические проблемы, одной из них является большая энергонагруженность тормоза. Высвобождающаяся за короткий промежуток времени энергия накапливается в виде тепла в тормозных дисках и приводит к значительному повышению температуры. В связи с этим возникают две основные проблемы: неприемлемо короткий срок службы накладок и растрескивание фрикционной поверхности диска, приводящее к отказу всего узла. Кроме этого, при повышении температуры дисков и в результате теплопроводности, конвекции и излучения, тепло, аккумулируемое диском, передается к ступице, ободу и шинам колеса, снижая их жесткость.

Применение накладок из металлокерамического и биметаллического материалов, которые могут работать при высоких давлениях и температуре, решает первую проблему, однако решение остальных стало серьезной задачей. Поэтому специалисты, занимающиеся разработкой тормозов, большое внимание уделяют снижению термонагруженности, причем перспективным направлением становится применение жидкостного охлаждения. Эксперименты, проведенные рядом зарубежных фирм, и отечественные исследования закрытых дисковых тормозов показывают стабильность их работы на всех режимах торможения, а также более низкую температуру на поверхности раздела накладки и диска, а следовательно, и низкий температурный градиент.

Закрытый дисковый тормоз с жидкостным охлаждением позволяет уменьшить удельную нагрузку на фрикционный материал, температуру в зоне контакта, исключить пульсирующие тепловые воздействия на поверхность трения

диска и отводить значительно большее количество теплоты, снижая тем самым среднеобъемные и поверхностные температуры, что в конечном итоге увеличивает как долговечность тормоза, так и улучшает его характеристики.

Экспериментальным и теоретическим исследованиям нагрева дисковых тормозов, в частности, термо- и энергонагруженности, тепло- и энергоемкости, проблемам рассеивания тепла его отдельными частями и деталями и влияния их на эффективность работы дискового тормоза посвящены работы отечественных и зарубежных авторов Т.С. Лысых, А.В. Чичинадзе, Т.Е. Джейраншвили, Е.Б. Решетникова, С.И. Дандыма, Г.И. Клинковштейна, Ингрэм Б., Ньюкомб Т.П. и других.

Для тормоза (рисунок 3.2) разработана система охлаждения тормозов, схема которой изображена на рисунке 3.7.

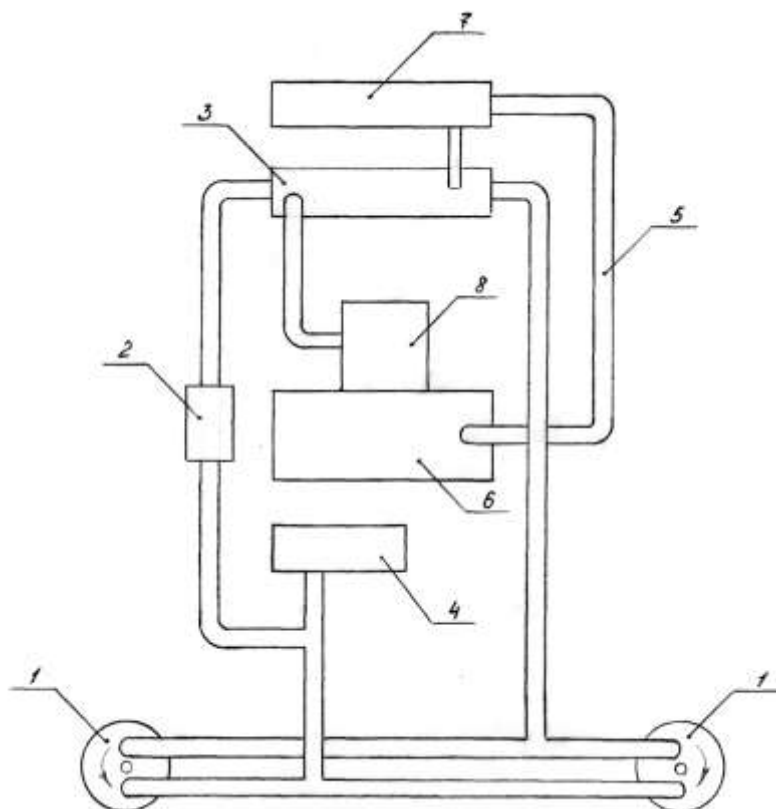


Рисунок 3.7 – Схема системы охлаждения тормозов:

- 1 – тормоз; 2 – водяной насос; 3 – теплообменный аппарат;
- 4 – масляный бак; 5 – трубопроводы; 6 – двигатель; 7 – радиатор;
- 8 – водяной насос.

Для подвода охлаждающей жидкости на тормозе предусмотрен штуцер 13 (рисунок 3.2). Жидкость удерживается в полости тормоза двумя уплотнениями 19,

20, которые могут работать в условиях высоких температур. Емкость для жидкости расположена в верхней части системы для поддержания статического давления, исключая попадание воздуха в систему. Система охлаждения полностью герметизирована, поэтому тормоза защищены от загрязнения, коррозии.

Расчет системы охлаждения тормозного механизма для плоскотрубных охладителей сводится к выполнению проектного и проектно-проверочного расчета, структура которых зависит от списков исходных данных. Охлаждитель komponуют на базе серийно изготовленных плоскотрубных охладителей размеры которых строго фиксированы. Задают длину трубок с гофрированными пластинами, площадь поверхности трубки соприкасаемые охлаждаемой воздухом и нагреваемой жидкостью, число рядов и расположение трубок в охладителе и расход жидкости в системе охлаждения.

Исходные данные для расчетов:

$J_a$ – замедления при испытании типа “ 1” .....	4,8 м/с <sup>2</sup> ;
$g$ – ускорение свободного падения.....	9,81 м/с <sup>2</sup> ;
$V_n$ – скорость начала торможения.....	16,67 м/с;
$\tau$ – время цикла.....	60 с;
$V_k$ – скорость окончания торможения .....	8,34 м/с;
$V_a$ – средняя скорость автобуса.....	12,5 м/с;
$\nu_f$ – коэффициент динамической вязкости жидкости .....	$0,5 \cdot 10^{-6}$ м/с;
$\rho_f$ – плотность жидкости .....	998 кг/м <sup>3</sup> ;
$C_f$ – теплоемкость жидкости.....	4200 Дж/кг·К;
$C$ – теплоемкость алюминия.....	1200 Дж/кг·К;
$G_f$ – расход жидкости в системе.....	12 л/мин;
$M_f$ – масса жидкости системы.....	12 кг;
$h_d$ – толщина диска.....	12 мм;
$M_d$ – масса дисков.....	12 кг;
$\lambda_v$ – теплопроводность воздуха.....	0,026 Вт/м·К;
$T_o$ – температура окружающей среды.....	20 <sup>0</sup> С;
$\nu_v$ – коэффициент динамической вязкости воздуха.....	$15 \cdot 10^{-6}$ м/с;

$\lambda_t$ – теплопроводность стенки канала.....	50 Вт/м ·К;
$f$ – площадь проходного сечения канала.....	$4.75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;
$F_k$ – площадь поверхности охлаждения канала.....	0,1132 м;
$\delta_t$ – толщина стенки канала.....	0,0005 м;
$h_t$ – высота канала... ..	0,0025 м;
$B_t$ – ширина канала.....	0,019 м;
$L_t$ – длина канала.....	0,45 м;
$t_p$ – расстояние между пластинами.....	0,0025 м;
$S_1$ – шаг между каналами по высоте охладителя.....	0,021 м;
$S_2$ – шаг между каналами по ширине охладителя.....	0,015 м;
$h_g$ – высота гофра.....	0,007 м;
$B_g$ – ширина гофра.....	0,009 м;
$d_{\text{эк}}$ – эквивалентный диаметр канала .....	0,00442 м;
$R_3$ – термическое сопротивление загрязняющих отложений..	$1,86 \cdot 10^{-4}$ ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )/Вт.

Проектный расчет.

При расчете системы охлаждения тормозного устройства необходимо начать с определения количества тепла, которое необходимо рассеять через охладитель в окружающую среду.

Энергия торможения, превращаемая в тепло силами трения, равна:

$$E = \frac{G \times (V_n^2 - V_k^2)}{2} \quad (3.2)$$

Масса, приходящаяся при торможении на переднюю ось, вычисляется по формуле:

$$G = G_1 + \frac{G_a \times h_g \times J_a}{L_a \times g} = 2538 + \frac{7825 \times 0,9 \times 4,8}{3,6 \times 9,81} = 3495 \text{ кг}, \quad (3.3)$$

отсюда

$$E = \frac{3495 \times (16,67^2 - 8,34^2)}{2} = 364062,45 \text{ Дж} \quad (3.4)$$

Прирост средней температуры дисков с охлаждением и жидкости системы охлаждения за время цикла торможения зависит от величины энергии, поглощаемой дисками и жидкостью, от их массы и теплоемкости.

$$\Delta T = \frac{E}{2 \times (C_f \times M_f + C \times M_d)} = \frac{364062,45}{4200 \times 21 + 1200 \times 20} = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.5)$$

Если начальные температуры дисков и жидкости равны между собой и равны окружающей среде, то среднелогарифмический напор равен:

$$\Delta T_{\log} = T_{cp} - T_o = 26 - 20 = 6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

При средней температуре  $26 \text{ } ^\circ\text{C}$  жидкости, входящей в охладитель, температуру жидкости, выходящей из охладителя, определяем с таким расчетом, чтобы суммарный прирост температуры за 20 циклов торможения не превосходил температуру кипения жидкости. Если температура жидкости, выходящей из охладителя, при первом торможении будет равняться  $23 \text{ } ^\circ\text{C}$ , то есть приращение средней температуры будет равняться  $3 \text{ } ^\circ\text{C}$ , то за 20 циклов температура системы не превысит температуру кипения жидкости.

Определим тепловую нагрузку охладителя.

$$Q = G_f \times C_f \times (t^I - t^{II}) = 0,2 \times 4200 \times 3 = 2520 \text{ Вт} \quad (3.7)$$

В зависимости от расхода жидкости, проходного сечения канала и числа каналов охладителя, определяем скорость течения жидкости, приняв предварительно число каналов 15.

$$w = \frac{G_f}{\rho \times f \times Z_\phi} = \frac{0,2}{998 \times 4,75 \cdot 10^{-6} \times 15} = 0,28 \text{ м/с} \quad (3.8)$$

Определим число Рейнольдса.

Для жидкости в каналах охладителя:

$$\text{Re} = \frac{W \times d_{\text{эк}}}{\nu_f} = \frac{0,49 \times 0,00442}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 4331,6 \quad (3.9)$$

Для воздуха в сердцевине радиатора из плоских труб с коллективным оребрением:

$$\text{Re} = \frac{W \times h_t}{\nu_v} = \frac{0,28 \times 0,0025}{15 \cdot 10^{-6}} = 2976 \quad (3.10)$$

Определим число Нуссельта.

Для жидкости в каналах охладителя при ламинарном режиме течения:

$$\text{Nu} = 1,55 \times (\text{Re} \times \text{Pr} \times \frac{d_{\text{эк}}}{L_t})^{0,25} = 1,55 \times (2976 \times 4,31 \times \frac{0,00442}{0,45})^{0,25} = 4,9 \quad (3.11)$$

Число Прандтля принято равным  $\text{Pr} = 4,31$

Для воздуха в сердцевине охладителя при коридорном расположении труб:

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,0512 \times \left(\frac{h_t}{t_p}\right)^{-0,54} \times \left(\frac{S_1 - B_t}{t_p}\right)^{-0,14} \times \text{Re}^{0,73} \times \text{Pr}^{0,33} \times \left(1 + 1,9 \times \frac{h_g \times B_g}{S_1}\right) = \\ &= 0,0512 \times \left(\frac{0,0025}{0,0025}\right)^{-0,54} \times \left(\frac{0,021 - 0,019}{0,0025}\right)^{-0,14} \times 2976^{0,73} \times 0,7^{0,33} \times \left(1 + 1,9 \times \frac{0,007 \times 0,009}{0,021}\right) = 12,46 \end{aligned} \quad (3.12)$$

Число Прандтля принято равным  $\text{Pr} = 0,7$

Коэффициенты теплоотдачи.

Для жидкости в каналах охладителя:

$$\alpha_f = \text{Nu} \times \frac{\lambda_{\text{жк}}}{d_{\text{эк}}} = 4,9 \times \frac{0,635}{0,00442} = 704 \quad (3.13)$$

Для воздуха в сердцевине охладителя:

$$\alpha_v = Nu \times \frac{\lambda_v}{B_t} = 12,46 \times \frac{0,026}{0,019} = 129,6 \quad (3.14)$$

Коэффициент теплопередачи охладителя вычисляем по формуле:

$$k = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_v}\right) + \left(\frac{\delta_t}{\lambda_t}\right) + R_3 + \frac{1}{\alpha_f}} = \frac{1}{\frac{1}{129,6} + 1 \cdot 10^{-5} + 1,86 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{704}} = 109,7 \quad (3.15)$$

Необходимая площадь поверхности охлаждения радиатора определяется по формуле:

$$F = \frac{Q}{k \Delta T_{\log}} = \frac{3495}{109,7 \times 6} = 5,31 \text{ м}^2 \quad (3.16)$$

Проверочный расчет.

Площадь поверхности охлаждения радиатора при числе каналов 15.

$$F^1 = F_k \times 15 = 0,1132 \times 15 = 1,698 \text{ м}^2 \quad (3.17)$$

Фактически площадь поверхности теплопередачи  $F = 1,698 \text{ м}^2$ , соответствующая скорости течения жидкости равной  $W = 0,49 \text{ м/с}$ , не обеспечивает достижения данной тепловой нагрузки 2520 Вт.

Чтобы обеспечить необходимую площадь поверхности теплопередачи, определяем необходимое число каналов охладителя.

$$Z = \frac{F}{F_k} = \frac{5,31}{0,1132} = 50 \quad (3.18)$$

Чтобы число рядов по ширине было кратным 12, число каналов принимаем 48.



С увеличением числа каналов охладителя изменяется скорость течения жидкости в трубках охладителя.

$$W = \frac{G_f}{\rho \times f \times Z_\phi} = \frac{0,2}{998 \times 4,75 \cdot 10^{-5} \times 48} = 0,11 \text{ м/с} \quad (3.19)$$

Уточняем число Рейнольдса и Нуссельта

$$\text{Re} = \frac{W \times d_{\text{эк}}}{\nu_f} = \frac{0,11 \times 0,00442}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 1034,2 \quad (3.20)$$

$$\text{Nu} = 1,55 \times (\text{Re} \times \text{Pr} \times \frac{d_{\text{эк}}}{L_t})^{0,25} = 1,55 \times (1034 \times 4,31 \times \frac{0,00442}{0,45})^{0,25} = 3,94 \quad (3.21)$$

Определим коэффициент теплоотдачи.

$$\alpha_f = \text{Nu} \times \frac{\lambda_{\text{жс}}}{d_{\text{эк}}} = 3,94 \times \frac{0,635}{0,00442} = 566 \quad (3.22)$$

Определим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{(\frac{1}{129,6} + 1 \cdot 10^{-5} + 1,86 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{566})} = 103,3 \quad (3.23)$$

Необходимая площадь поверхности теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \times \Delta T_{\log}} = \frac{2520}{103,3 \times 6} = 4,06 \text{ м}^2 \quad (3.24)$$

Фактическая площадь поверхности теплопередачи:

$$F^1 = F_k \times 48 = 0,1132 \times 48 = 5,4 \text{ м}^2 \quad (3.25)$$

Фактически площадь поверхности теплопередачи 5,4 м<sup>2</sup> и скорость течения 0,06 м/с обеспечивает достижение данной тепловой нагрузки 2520 Вт.

В итоге для радиатора системы охлаждения тормоза предварительно определили габаритные размеры охладителя при длине трубки 0,45 м с трехрядным расположением 48 трубок, то есть  $0,45 \times 0,09 \times 0,18$ .

Разработанное тормозное устройство (рисунок 3.1) прошло диагностирование в ООО “Евроцентр” на стенде технического диагностирования тормозов марки СТС10У.11.00.00.000РЭ.

Результаты диагностирования приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты диагностирования тормозного устройства

Показатели	Требования ГОСТ Р 51709-2001	Полученные результаты
Удельная тормозная сила, $\gamma_T$ , не менее	0,46	0,52
Относительная разность тормозных сил колес оси	20 %	12%
Усилие на органе управления, $P_{ц, Н}$	686	610

### 3.3. Тормозное устройство для автомобилей большой габаритной длины

Тормоз состоит из корпуса 1 и блока цилиндров выполненного из алюминиевого сплава 2. Блок цилиндров удерживается на корпусе с помощью двух полуколец 8. закрытых крышкой 5. Во внутренней полости корпуса расположены подвижные 13 и неподвижные 14 диски.

Подвижные диски своими шлицами устанавливаются в пазы с направляющими 11 тормозного барабана 3, неподвижные – в пазы корпуса 1. Чтобы уменьшить износ барабана, при движении стального диска по пазам, направляющие выполнены из стали. Подвижные диски с двух сторон имеют секторы из металлокерамики склепанных попарно, неподвижные – восемь биметаллических секторов, расположенных на металлическом кольце, которые имеют возможность свободного перемещения по окружности кольца (рис. 2). В блоке цилиндров выполнено шестнадцать отверстий, в восьми из них разме-

щены поршни 6, в восьми других установлены регуляторы 7 зазора. Уплотнение поршней обеспечивают резиновые и фторопластовые кольца. Своими основаниями поршни 6 упираются в прижимной диск 12.

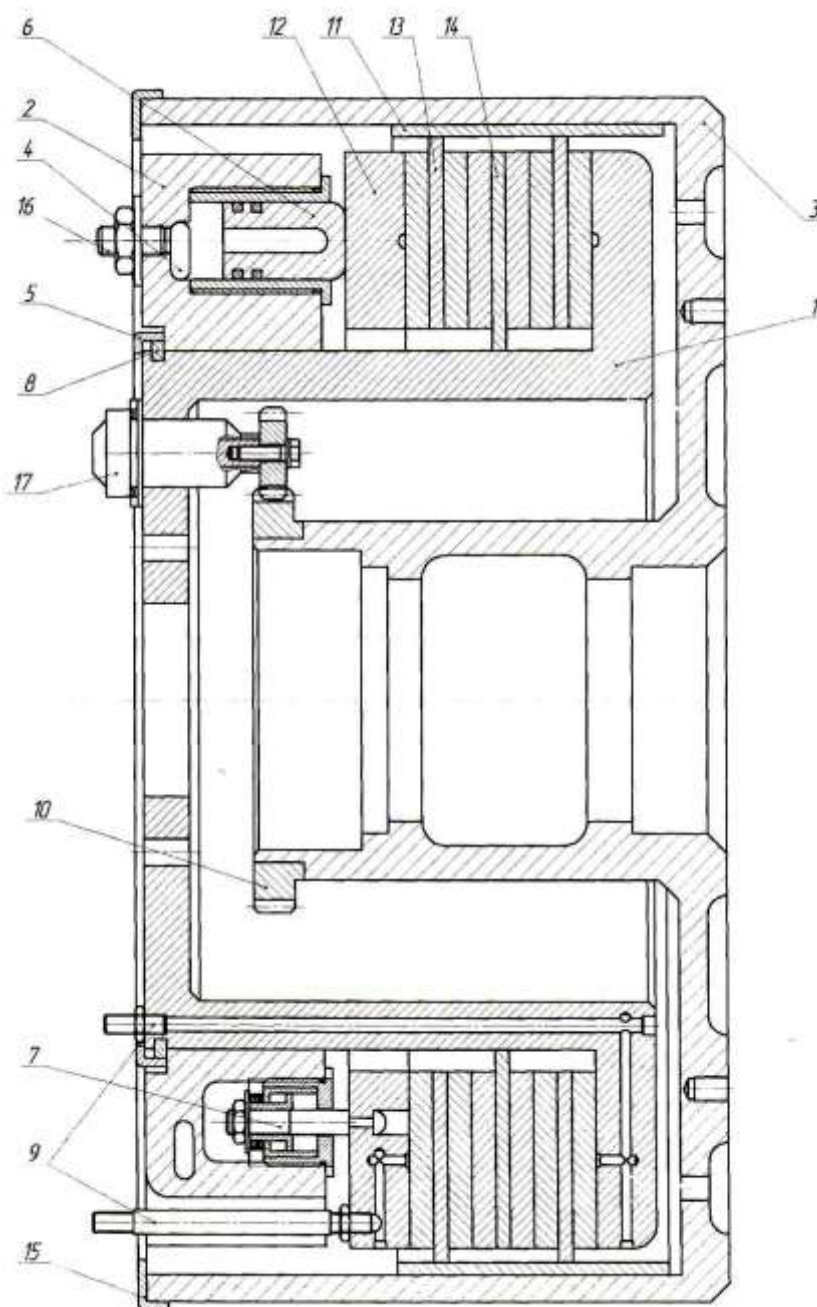


Рисунок 3.8 – Тормозное устройство

Между собой поршни соединены кольцевым каналом 4. В блок цилиндров ввернут штуцер 16 для – подсоединения тормозного привода автомобиля, штуцеры 9, для подвода охлаждающей жидкости. Для более эффек-

тивного действия системы жидкостного охлаждения зазор между корпусом и барабаном закрыт крышкой 15.

Зубчатый венец 10 предназначен для зацепления шестерни датчика 17 антиблокировочной системы, разработанного для данного тормоза.

Тормозное устройство работает следующим образом (рисунок 3.8). При подаче давления рабочее тело (сжатый воздух, жидкость) через штуцер 9 подается в кольцевой канал 4 к поршням 6, которые начинают двигаться, перемещая прижимной диск 12 в осевом направлении. При этом пакет дисков сжимается, на фрикционных поверхностях возникают силы трения и, следовательно, тормозной момент, пропорциональный давлению в приводе тормозной системы.

Зубчатый венец 10 предназначен для зацепления шестерни датчика антиблокировочной системы, разработанного для данного тормоза.

При повышении температуры тормозных дисков, выше допустимого значения, используется электронное устройство на основе терморезистора и компаратора, принципиальная схема которого показана на рисунке 3.9.

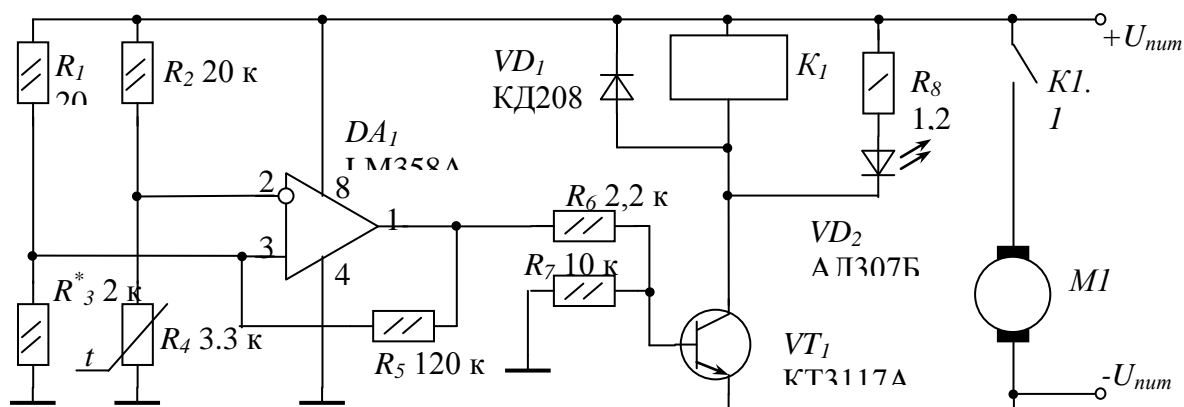


Рисунок 3.9 – Схема электронного устройства

В качестве датчика температуры используется терморезистор СТЗ-24 (R4), включённый в диагональ моста R1-R4. Температура срабатывания предла-

гаемого устройства зависит от сопротивления резистора R3. Изменяя его сопротивление можно устанавливать требуемую температуру срабатывания.

К диагоналям моста R1-R4 подключён операционный усилитель DA1, работающий в режиме компаратора с положительной обратной связью через R5. Эта связь обеспечивает гистерезис срабатывания. Операционный усилитель выбран с малым напряжением смещения и возможностью работы от однополярного источника питания.

Выход DA1 подключён к транзисторному ключу на транзисторе VT1, который коммутирует реле K1 и сигнальный светодиод VD2.

Напряжение питания выбрано стандартное – 12 В. Для защиты транзисторного ключа от индуктивных выбросов напряжения применен защитный диод VD1.

Реле K1 коммутирует нагрузку – насос M1 для подачи охлаждающей жидкости. В приведённой схеме использовано реле РЭН18 исполнения РХ4.569.702. Для сигнализации включенного состояния применён светодиод красного свечения АЛ307БМ.

Для более эффективного действия системы водяного охлаждения зазор между корпусом и барабаном закрыт крышкой 17.

### **3.4. Разработка и исследование антиблокировочной системы**

Высокие тормозные качества разработанных тормозных устройств предусматривают применение антиблокировочной системы. Предлагаем разработанную АБС, принципиальная схема которой изображена на рисунке 3.10.

Антиблокировочная система имеет два контура. I – й – пневматический контур питания тормозов (стандартная тормозная система транспортного средства с пневматическим приводом); II – электрический, второй контур работает только при включении выключателя 4 (включается водителем после запуска) и выключателя 5, который включается только при наличии давления в тормозной системе. Это необходимо, чтобы не держать под напряжением электромагнитные клапаны системы.

Система работает следующим образом. При включении выключателя 5 электрическая система ABS включается в систему электрообеспечения транспортного средства.

При запуске двигателя компрессор 1 начинает нагнетать сжатый воздух в пневматическую систему транспортного средства. Через фильтр 2 и редуктор 3 воздух под давлением накапливается в ресивере и дежурит у тормозного крана. При нажатии на педаль управления тормозной системой, сжатый воздух подается в тормозную систему, включается выключатель 4, при этом запитываются электрической энергией электромагнитные клапаны 9 и инерционные датчики 10 – электрический контур антиблокировочной системы готов к работе

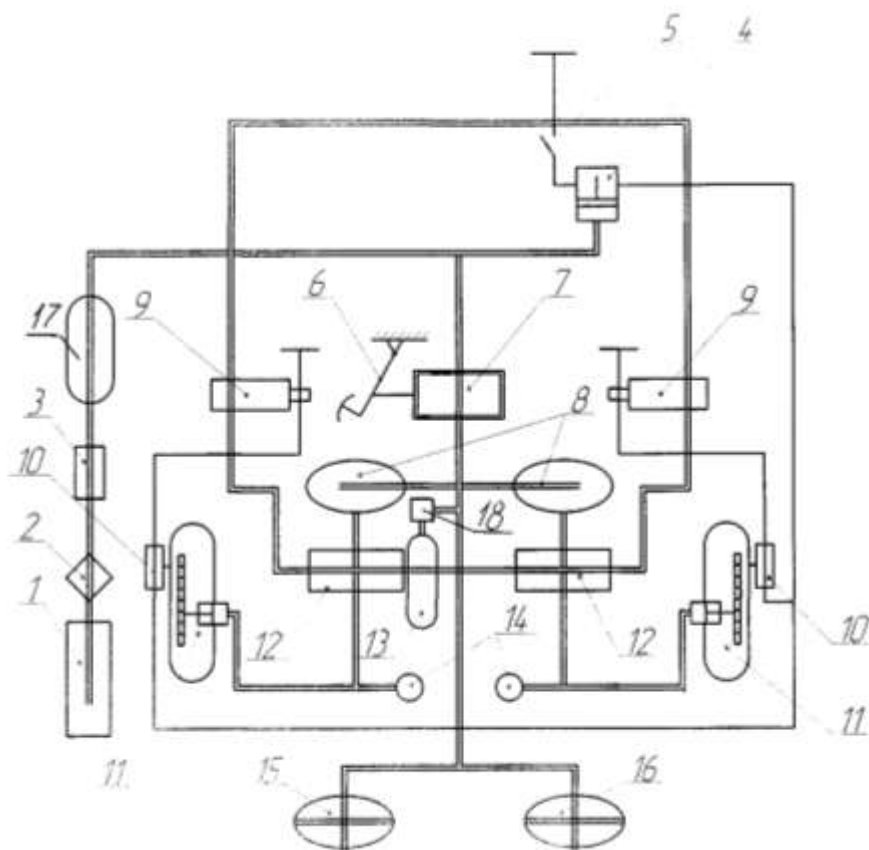


Рисунок 3.10 – Схема антиблокировочной системы:

- 1 – компрессор; 2 – воздушный фильтр; 3 – редуктор давления;
- 4,5 – выключателей; 6 – педаль управления тормозами; 7 – тормозной кран;
- 7, 8 – тормозные камеры передних колес; 9 – электромагнитные клапана (в соответствии с числом колес.), 10 – инерционный датчик (в соответствии с числом колес), 11 – тормоз колеса; 12 – переключатели;
- 13 – пневмоаккумулятор; 14 – датчик давления в тормозной системе;
- 15,16 – тормозные камеры задних колес; 17 – ресивер; 18 – ускоритель

Воздух также через ускоритель 18 запитывает пневмоаккумулятор 13, через переключатели 11 подается к тормозам, колеса затормаживаются. При появлении блокировки колес (юз) на любом из колес срабатывает инерционный датчик 10 данного колеса, при этом замыкаются электрические контакты инерционного датчика 10, которые подают электрический сигнал на электромагнитный клапан 9. Электромагнитный клапан срабатывает, сжатый воздух стравливается из тормозной системы, давление в тормозе данного колеса уменьшается, юз прекращается, система АБС колеса возвращается в исходное рабочее состояние. В случае отказа основного тормозного контура давление воздуха, находящегося в пневмоаккумуляторе, через переключатели 11 поступает в тормоз колеса, колесо затормаживается.

Одним из элементов предлагаемой АБС является инерционный датчик разработанный и представленный на рисунке 3.11.

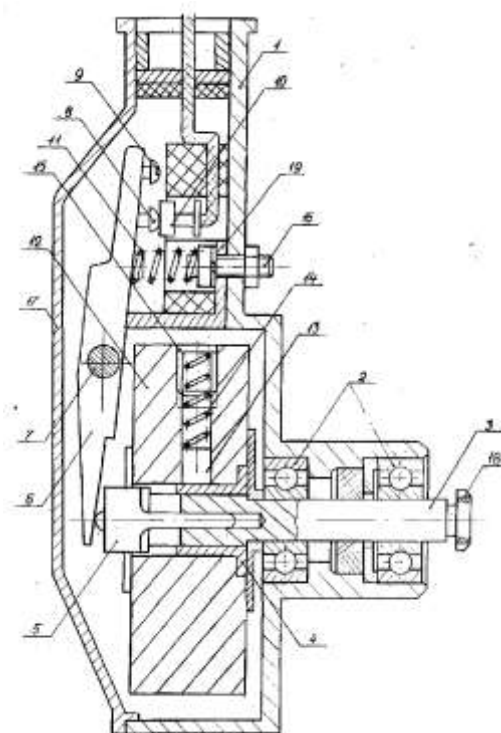


Рисунок 3.11 – Датчик антиблокировочной системы:

- 1 – корпус; 2 – шарикоподшипники; 3 – фасонный валик; 4 – фасонная втулка; 5 – толкатель – лопатка; 6 – коромысло; 7 – ось; 8,9 – винт;
- 10 – контакт выключателя; 11 – пружина; 12 – маховик; 13 – башмак;
- 14 – пружина; 15 – заглушка; 16 – винт; 17 – крышка;
- 18 – шестерня; 19 – кронштейн

Датчик работает следующим образом. Шестерня 18, которая вводится в зацепление с зубчатым венцом тормозного устройства (рисунок 3.1) начинает вращаться при вращении колеса автомобиля. От шестерни приводится во вращение фасонный валик 3 с фасонной втулкой 4, толкателем – лопаткой 5, маховиком 12, который удерживается на фасонной втулке за счет трения создаваемого башмаками 13 с пружинами 14 (комплект башмаков и пружин устанавливается в отверстиях маховика под углом  $120^\circ$ ). Коромысло 6 при этом не нажимает кнопку контакта 10, колесо растормаживается, не допуская блокировки. При дальнейшем торможении колеса, когда его угловая скорость падает, а угловое замедление достигнет заданного порогового значения, что соответствует началу юза колеса, маховик 12 начинает обгонять валик 3, увлекая за собой фасонную втулку 4. При повороте втулки относительно валика толкатель – лопатка скользит по скосам втулки в сторону крышки 16, нажимая при этом на коромысло 6. Второе плечо коромысла через винт 8 включает контакт выключателя 10, который подает сигналы на растормаживание колеса. Колесо растормаживается. Возникает угловое ускорение колеса, оно набирает угловую скорость, и возникший инерционный момент маховика 12, обратного знака, совместно с пружиной 11 возвращает детали датчика в исходное положение. Датчик готов к работе. Датчик был изготовлен и прошел испытания на работоспособность. Основные технические данные представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Основные технические данные датчика

Напряжение питания, В	$24 \pm 10\%$
Угловое замедление колеса на которое реагирует датчик, $\text{рад}/\text{с}^2$	$450 \pm 50$
Продолжительность электрического импульса при резкой остановке валика, с	0,6



## Глава 4. Экологическая безопасность автотранспортных средств

### 4.1. Влияние автотранспортных средств на окружающую среду

В процессе эксплуатации автотранспортных средств ДТП наносится крупный материальный ущерб экономике страны, уничтожаются и повреждаются грузы, транспортные средства, сооружения, гибнут люди. Особенно велики последствия ДТП при перевозке активно-химических, отравляющих, взрывчатых и огнеопасных веществ, пассажирских перевозках. Однако это не является единственным негативным воздействием на окружающую среду. В результате постоянного их роста АТС (1,3 млн. год) увеличивается объем выбросов вредных веществ в атмосферу, геосферу гидросферу, причем в мегаполисах эти выбросы составляют до 80% и более (таблица 4.1).

Таблица 4.1. Зависимость количества выбросов от численности населения

Число жителей в городах, млн.	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
% выбросов вредных веществ	30	50	60	65	69	74

Медиками установлена зависимость между ростом числа автомобилей и различными заболеваниями населения (рисунок 4.1).

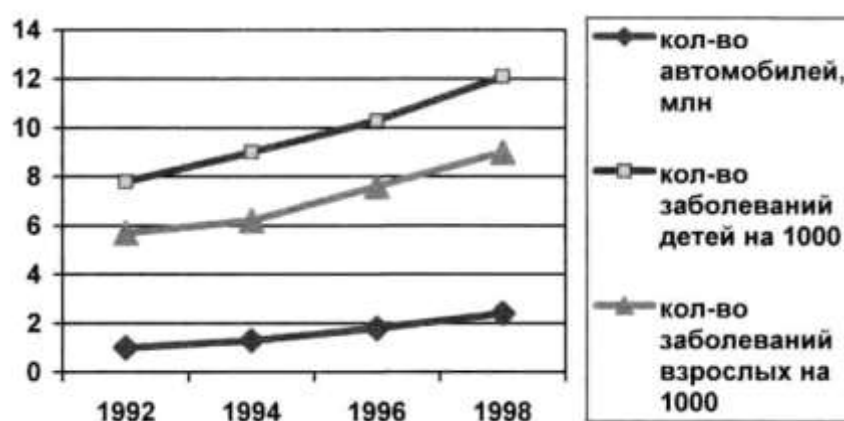


Рисунок 4.1 – Изменение количества автомобилей и заболеваний

#### 4.1.1. Влияние отработавших газов автотранспортных средств

К основным источникам токсических веществ, при эксплуатации автомобильного транспорта относят:

- отработавшие газы (ОГ), выбрасываемые двигателем;
- картерные газы (КГ) – смесь части ОГ, проникшей через неплотности поршневых колец в картер двигателя, с парами смазочного масла;
- топливные испарения (ТИ), поступающие в окружающую среду из системы питания двигателя.

В результате в воздух кабины (рабочая зона водителя), пассажирского салона и окружающую среду, в которой функционирует автомобиль, поступают многие токсические компоненты.

Распределение основных компонентов вредных выбросов по источникам показывает, что определяющим источником являются отработавшие газы (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Распределение основных компонентов вредных выбросов

Тип двигателя	Распределение основных компонентов вредных выбросов по источникам, %								
	отработавшие газы			картерные газы			топливные испарения		
	CO	CH	NO	CO	CH	NO	CO	CH	NO
Карбюраторный	95	55	98	5	5	2	0	40	0
Дизельный	98	90	98	2	2	2	0	8	0

Оценка токсичности ОГ осуществляется методами:

- непосредственного измерения;
- анализа за ездовой испытательный цикл;
- частичного отбора проб за цикл с разбавлением их инертным газом;
- анализа разбавленных воздухом проб;
- анализа индивидуальных проб газа.

Наиболее широко в настоящее время используется метод непосредственных измерений и метод анализа ОГ за ездовой испытательный цикл.

Ездовой испытательный цикл имитирует реальные условия движения автомобилей в крупных городах (автомобили с полной массой от 400 до 3500 кг) и автобусов (с числом мест для сидения до 12), оснащенных карбюраторными двигателями, и включает в себя последовательность различных фаз движения: холостой ход, ускорение, постоянную скорость и замедление. Испытания проводятся на стенде с беговыми барабанами и маховыми массами. Время цикла испытаний и отдельных его фаз регламентируется. В России такие испытания проводятся в соответствии с Правилами № 15 Европейской экономической комиссии ООН.

По воздействию на организм человека компоненты выхлопных газов подразделяются на:

- токсичные – окись углерода, окислы азота, окислы серы, углеводороды, альдегиды, свинцовые соединения;
- канцерогенные – бенз(а)пирен;
- удушающего действия – углекислый газ;
- раздражающего действия – акролеин, формальдегид, окислы серы, углеводороды;
- надоедающие – альдегиды, углеводороды, сажа, смолы, минеральные аэрозоли, частицы и пары топлива и масел.

Влияние перечисленных компонентов ОГ на организм человека зависит от их концентрации в атмосфере и продолжительности воздействия.

**Окись углерода** – газ без цвета и вкуса. Плотность 0,97. Горюч. С воздухом может образовывать взрывчатую смесь. В воде практически не растворяется. При вдыхании проникает в кровь и образует комплексное соединение с гемоглобином - карбоксигемоглобин. Окись углерода реагирует с гемоглобином в 210 раз быстрее, чем кислород, что приводит к развитию гипоксии (кислородная недостаточность) признаками которой являются нарушения в центральной нервной системе, поражения тканей дыхательной системы, снижение остроты

зрения и т.д. Увеличенные среднесуточные концентрации СО способствуют возрастанию смертности лиц с сердечно-сосудистыми заболеваниями.

Содержание СО в воздухе в зависимости от степени концентрации вызывает:

- хроническое отравление при длительном вдыхании ( $C = 0,01\% \text{ об.}$ );
- слабое отравление через 1 час ( $C = 0,05\% \text{ об.}$ );
- потерю сознания через несколько вдохов ( $C = 1.\% \text{ об.}$ ).

**Оксиды азота** – смесь различных окислов: Наибольшую опасность представляет  $\text{NO}_2$  и его компонент  $\text{N}_2\text{O}_4$ . Плотность  $\text{NO}_2 = 1,58$ . Воздействие окислов азота на человека приводит к нарушению функций легких, к изменениям слизистой оболочки бронхов. При низких концентрациях окислов азота в воздухе эти изменения могут наступать спустя длительное время. Изменяется также состав крови. Воздействию окислов азота в большей степени подвержены дети и люди, страдающие сердечно-сосудистыми заболеваниями.

**Сернистый ангидрид** – бесцветный газ с резким запахом. Плотность — 2,264. Хорошо растворяется в воде, образуя сернистую кислоту. Длительное воздействие даже относительно низких концентраций сернистого ангидрида увеличивает смертность от сердечно-сосудистых заболеваний, способствует возникновению бронхитов, астмы и других респираторных заболеваний.

Акролеин – бесцветная жидкость с запахом горелых жиров. Плотность 1,9. Хорошо испаряется, летуч. Легко растворяется в воде. Температура кипения  $52,4^\circ\text{C}$ . Оказывает беспокоящее воздействие на человека при концентрациях свыше  $0,0005\% \text{ об}$ . При повышении концентрации до  $0,002\% \text{ об}$ . возникают необратимые изменения в организме, а при концентрациях свыше  $0,014\% \text{ об}$  возможен летальный исход через 10 минут.

**Углеводороды** – обширная группа соединений типа  $\text{C}_x\text{H}_x$ . В ОГ двигателей обнаруживается более 100 их разновидностей. Обладают неприятным запахом. Продукты фотохимических реакций углеводородов с окислами азота образуют смог.

**Бенз(а)пирен** – полициклический ароматический углеводород. Молекулярный вес 252,3. При нормальных атмосферных условиях – кристаллический

продукт, плохо растворимый в воде. Температура плавления 179° С Попадая в организм человека, ПАУ постепенно накапливаются до критических концентраций и стимулируют образование злокачественных опухолей.

**Сажа** – твердый фильтрат ОГ, состоящий в основном из частиц углерода. Непосредственной опасности для человека не представляет. Влияние сажи проявляется в появлении неприятного ощущения загрязненности воздуха. Сажа является адсорбентом канцерогенных веществ и способствует усилению влияния других токсических компонентов, например, сернистого ангидрида.

**Соединения свинца** – появляются в ОГ в случаях применения тетраэтилсвинца (ТЭС) - антидетонационной присадки к бензинам.

В первую очередь воздействию токсических составляющих ОГ подвергается водитель автомобиля. Анализ состава проб воздуха в кабинах и салонах транспортных средств выполненных учеными МАДИ (ГТУ) показал, что:

- концентрация окиси углерода (особенно в кабинах грузовых автомобилей) может превышать в отдельных случаях предельно допустимые нормы;
- на концентрацию СО оказывает влияние степень изношенности автомобиля и состояние уплотняющих кабину элементов, тип применяемого двигателя и его регулировка, условия движения (в городе или за городом, скорость движения и т.д.);
- окислы азота, обнаруженные в пробах, находятся в пределах допустимых концентраций;
- содержание акролеина в кабинах большегрузных автомобилей может достигать 5,6 мг/м<sup>3</sup>;
- концентрация двуокиси углерода не превышает допустимых норм.

Вопросы организации контроля состава отработавших газов, вообще, выходят сейчас на первый план. В настоящее время периодичность контроля государственными органами совпадает с периодичностью государственного технического осмотра. Такая ситуация могла бы быть оправдана, если бы большинство владельцев осуществляли обслуживание автомобилей на станциях технического обслуживания. Но в России доля работ выполняемых самими владель-

цами или «умельцами-знакомыми» очень высока, а это значит, что после воздействия на системы, влияющие на состав отработавших газов, обязательный контроль не проводится. В такой ситуации выбросы вредных соединений значительно увеличиваются (рисунок 4 2).

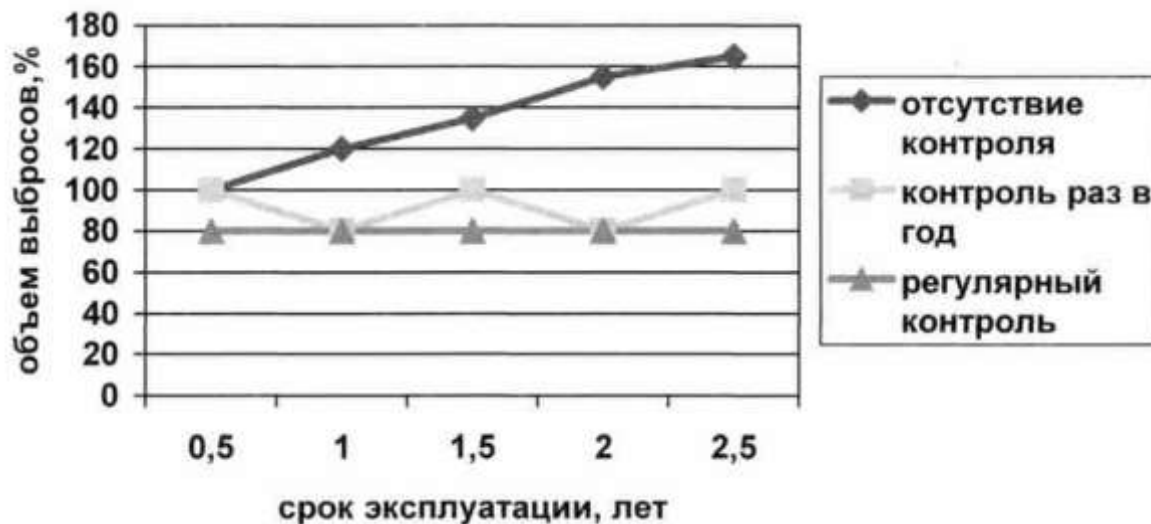


Рисунок 4. 2 – Зависимость объемов выбросов от периодичности контроля состава отработавших газов

Учитывая сложившуюся ситуацию, а также опыт других стран, представляется целесообразным периодичность контроля состава отработавших газов сделать меньше, чем периодичность проверки систем, влияющих на безопасность дорожного движения.

Постоянное корректирование норм вредных выбросов автомобилей в сторону ужесточения, вынуждает руководителей транспортных предприятий заниматься поисками путей снижения токсичности. Поэтому представляется целесообразной экономическая оценка различных направлений. Экономическую оценку ущерба предлагается определять по следующим зависимостям

$$Y = 2,4kf \sum_{i=1}^N A_i G_i L_r ,$$

где  $Y$  – оценка годового ущерба;

$k$  – коэффициент относительной опасности загрязнения;

$f$  – коэффициент учитывающий рассеяние;

$N$  – общее число токсичных компонентов;

$G_i$  – удельный выброс токсичных веществ;

$L_T$  – годовой пробег.

Расчет ущерба по выше приведенной зависимости позволит сопоставить различные варианты и выбрать наиболее приоритетный из них.

#### **4.1.2. Воздействие транспортного шума и вибраций**

Под шумом понимают любого рода звуки, мешающие восприятию полезного сигнала, нарушающие тишину и оказывающие вредное влияние на организм человека, а точнее – это беспорядочное сочетание звуков различной частоты и интенсивности. Источниками звуков и шумов являются колеблющиеся твердые, жидкие и газообразные тела. Зная характеристику источника звука, можно определить параметры звукового поля. В свою очередь, характеристики источника звука могут быть определены через измеренные параметры звукового поля.

Вибрации машин и механизмов возникают под действием периодических или случайных возмущающих сил. Периодические вибрации возникают в случае, когда механический объект содержит вращающиеся или возвратно-поступательно движущиеся части. В двигателе внутреннего сгорания - это кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы, топливоподающая аппаратура и т.д. Вибрации двигателя возбуждают колебания всего автомобиля, конструкция которого содержит и другие возбудители периодических колебаний, например, элементы трансмиссии.

При движении по неровностям дороги возникают колебания автомобиля, не имеющие явной повторяемости. Такие вибрации носят название случайных. Источник звука характеризуется звуковой мощностью, спектром звуковой мощности и коэффициентом направленности, а звуковое поле в любой его точке - звуковым давлением, скоростью звука и колебательной скоростью частиц среды. Распространение звуковой волны сопровождается переносом энергии. К энергетическим показателям звукового поля относят интенсивность звука и плотность звуковой энергии. За основные единицы измерения перечисленных

характеристик источника звука звукового поля: звуковая мощность; коэффициент направленности, характеризующий неравномерность излучения звука по направлениям; звуковое давление; скорость звука; колебательная скорость частиц среды; интенсивность звука; плотность звуковой энергии.

Численные значения уровней непостоянного шума определяются шумомерами.

Действие шума на организм человека может проявляться по следующим трем основным направлениям:

- воздействовать на орган слуха;
- воздействовать на функции отдельных органов и систем (сердечно-сосудистую, пищеварительную, эндокринную, мышечную, вестибулярный аппарат;
- воздействовать на организм в целом (в частности на высшую нервную деятельность и вегетативные системы).

Раздражающее действие шума неодинаково и зависит от его физических характеристик. В связи с этим шумы подразделяют:

- по спектральному составу – на неслышимые инфразвуковые (от 2 до 20 Гц), на низкочастотные – (от 20 до 300 Гц), на средне – частотные – (от 300 до 800 Гц), на высокочастотные - (от 800 Гц и выше);
- по уровням интенсивности – до 40 дБ (порог чувствительности), от 40 до 90 дБ и от 90 до 130 дБ (порог болевого ощущения).

Шум нарушает связь, снижает разборчивость речи, затрудняет восприятие полезных сигналов, что помимо психических раздражений приведет к несчастным случаям, мешает полноценному отдыху, расстраивает сон. Под действием шума в сочетании с другими неблагоприятными факторами (напряженный характер трудовой деятельности, вибрации, нервно-эмоциональная нагрузка) обнаруживаются резкие сдвиги биоэлектрической активности коры головного мозга, нарушается механизм регуляции биосинтеза ферментов в крови, развивается язвенная болезнь.

Вибрации подразделяются:

- по способу воздействия – на общую, передающуюся через опорные по-



верхности на тело сидящего или стоящего человека, и на локальную, воздействующую на отдельные участки тела;

– по направлению воздействия – в случае общей вибрации по осям  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  (где  $Z$  – вертикальная ось, а  $X$  и  $Y$  – горизонтальные оси), а в случае локальной – по оси  $X_p$ , совпадающей с осью мест обхвата рулевого колеса.

В свою очередь общая вибрация подразделяется на:

- транспортную, возникающую при движении транспортного средства;
- транспортно-техническую, возникающую при работе транспортных погрузочно-разгрузочных и дорожных машин и механизмов;
- технологическую, возникающую при работе стационарных машин, или передающуюся на рабочие места, не имеющие источников вибрации.

Общая вертикальная вибрация вызывает многочисленные функциональные изменения в организме человека и характеризуется:

- состоянием основных нервных процессов в центральной нервной системе (возбуждения и торможения);
- реакцией со стороны сердечно-сосудистой системы (изменение сердечной деятельности);
- общим состоянием - утомлением, появлением болей и других симптомов (зуда, тошноты, ощущением тряски внутренних органов и т.д.).

При длительном воздействии вибрации может возникнуть вибрационная болезнь, характеризующаяся тяжелыми и необратимыми явлениями в центральной нервной и сердечно-сосудистой системах, в опорно-двигательном аппарате.

Локальные вибрации опасны для развития вибрационной болезни, сопровождающейся спазмом кровеносных сосудов конечностей.

Вибрации и шум обычно приводят к снижению производительности труда. На производствах, где можно оценить это влияние, установлено, что производительность труда снижается на 30% при повышении уровня шума с 70 до 100 дБ, а процент брака увеличивается в течение рабочей смены, и тем интенсивнее, чем выше уровень шума.

Нормируется внутренний (в кабине или салоне) и внешний шум автомобиля. Нормирование вибраций осуществляется только для рабочего места водителя или пассажира. Нормируемыми характеристиками шума являются уровни звукового давления в октавных полосах с частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц и уровни звука. В таблице 4.3 приведены допустимые уровни шума на рабочем месте водителя.

Таблица 4.3 – Допустимые уровни шума

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								Уровни Звука дБА
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Уровни звукового давления								85
99	92	86	83	80	78	76	74	

Уровни инфразвука ограничиваются в октавных полосах 2, 4, 6, 8, 16 Гц величиной 105 дБ при общем уровне не более 110 дБ

Нормированные значения уровней шума и вибраций имеют силу закона и отражены в Государственных и отраслевых стандартах, санитарных нормах (СН) и строительных нормах и правилах (СН и П).

Исследованиями были установлены основные закономерности формирования внутреннего и внешнего шума автомобиля, определены значимость его источников и влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов на характер изменений общего уровня шума и его спектра.

Внешний шум автомобилей (легковые, грузовые и автобусы) достигает величин порядка 79 – 2 дБА, а внутренний – 68 – 83 дБА Основные энергетические составляющие шума лежат в средне- и высокочастотной областях спектра.

Аппаратурные изменения локальных вибраций (на рулевом колесе) и вертикальных (сиденье водителя) показали, что локальные вибрации существенно ниже допускаемых (уровни виброскорости 45 – 74 дБ), а уровни общей вертикальной вибрации превышают предельно допустимые.

Уровни шума и вибраций автотракторной техники и интенсивность их составляющих изменяются в широких пределах и определяются:

– габаритными размерами транспортного средства;

- типом силовой установки, ее мощностью и частотой вращения коленчатого вала;
- режимом работы двигателя и скоростью движения автомобиля;
- состоянием и типом дорожного покрытия;
- конструкцией силовой передачи и ходовой части (подвеска и применяемый тип шин);
- работой вспомогательного оборудования (система отопления и вентиляции кузова, звуковой сигнал, стеклоочистители);
- взаимодействием встречного потока воздуха с автомобилем;
- общим пробегом автомобиля с начала эксплуатации;
- мастерством вождения.

Значительная часть акустической энергии излучается панелями кузова в результате их колебаний, возбуждаемых вибрацией узлов и агрегатов автомобиля. В этом случае панели кузова являются своеобразными преобразователями энергии механических колебаний в энергии звуковых волн. Такой шум называют структурным. Колебания панелей могут являться одним из основных источников инфразвука.

В результате экспериментального изучения реальной шумовой нагрузки на население города (его сочетанного действия в производственных и бытовых условиях) отмечено превалирующее раздражающее действие шума автомобильного транспорта. Это предопределило, в частности, разработку и внедрение мероприятий по снижению шума автомобилей и транспортных потоков.

Помимо перечисленных выше источников шума автомобиля, на уровень шума транспортного потока оказывает влияние целый ряд специфических факторов:

1. Категория улиц и дорог.
2. Характеристики транспортных потоков:
  - интенсивность дорожного движения, которая достигла на магистралях крупных городов 800-1000 авт/ч на одну полосу движения, а на трассах скоростного движения свыше 1000 авт/ч;

– неравномерность дорожного движения, оцениваемая величиной суммарных ускорений и замедлений на участках дорог;

3. Структура транспортных потоков (состав и однородность транспортного движения).

4. Конструктивные особенности дорог (степень ровности, наличие уклонов, эстакад, тоннелей и т.д.).

5. Техническое состояние дорог;

6. Различное время суток.

Указанные факторы и их сочетания могут изменить интенсивность шума транспортных потоков на 4 – 10 дБ.

Двигатель внутреннего сгорания является основным источником вибраций и внутреннего, и внешнего шума автомобиля. Уровни шума двигателя на номинальном режиме работы достаточно высоки и составляют 95 – 118 дБ. Изменение частоты вращения коленчатого вала от минимально устойчивых до максимальных приводит к увеличению шума на 10 – 20 дБ. Увеличение нагрузки влечет рост уровней интенсивности звука у карбюраторных двигателей на 5 – 8 дБ, у дизелей – на 2 – 3 дБ. Спектр шума двигателей относят к виду смешанных, то есть в нем имеются как тональные составляющие, так и сплошная область, занимающая все частоты спектра, что свидетельствует о большом числе источников шума формирующее звуковое поле двигателя. Основные из них:

– процесс сгорания;

– соударения в элементах кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения;

– процесс впуска свежего заряда и выпуска отработавших газов;

– процесс подачи топлива;

– система охлаждения двигателя;

– нагнетатели, компрессоры, электрические генераторы и другое вспомогательное оборудование;

– колебания двигателя на подвеске под действием опрокидывающего момента от газовых сил и неуравновешенных сил инерции и их моментов.

Характер колебаний ДЦБ определяется как различием их конструктивных схем и режимов работы, так и параметрами упругих элементов подвески. Возбудителями колебаний двигателя на режимах холостого хода являются: при минимально устойчивых частотах вращения коленчатого вала – основная гармоника опрокидывающего момента, а с повышением частоты вращения – величина остаточного дисбаланса и неуравновешенные силы инерции и их моменты. В результате через подвеску двигателя на кузов автомобиля передается вибрация, которая является источником структурного шума в диапазоне частот от 10 до 400 Гц. При движении автомобиля по неровностям дороги двигатель совершает колебания с частотой 5 – 20 Гц, что способствует увеличению инфразвуковой энергии в салоне автомобиля.

Своеобразный вклад в энергию звукового поля автомобиля вносят система впуска и выпуска, система охлаждения и работа нагнетателей, компрессоров, электрических генераторов. Система впуска излучает акустическую энергию в диапазоне частот от 50 до 800 Гц с уровнем отдельных составляющих 108 – 110 дБ и является значительным источником внутреннего шума. Значимость его уменьшается при установке высокоэффективных воздухоочистителей-глушителей или выносе заборных устройств из подкапотного пространства. В случае применения турбонаддува система впуска оказывает определяющее влияние на внутренний и внешний шум автомобиля. При этом аэродинамический шум самого нагнетателя (до 135 дБ) может значительно превышать шум других агрегатов двигателя.

Характер вибраций и шума трансмиссии автомобиля определяется ее конструктивными особенностями, частотой вращения и нагрузкой валов и зубчатых зацеплений, наличием и параметрами изгибных и крутильных колебаний, величинами остаточных дисбалансов. Вибрация трансмиссии, передаваясь на конструкцию автомобиля, может усиливать структурный шум, излучаемый кузовом, особенно на частотах 50 – 100 Гц. Уровни шума трансмиссии (без учета влияния качения колес) оцениваются в 75-80 дБ. Основные энергетические составляющие шума и вибраций располагаются в диапазоне частот 400 – 5000 Гц.

Рациональными методами уменьшения шума и вибраций трансмиссии автомобиля являются:

– выбор оптимальных параметров колебательной системы (коробка перемены передач – карданная передача – ведущий мост – полуоси), исключающих возникновение резонансов во всем диапазоне нагрузочных и скоростных режимов;

– применение самонастраивающихся демпферов колебаний, резиновых и нейлоновых вставок в трубу карданной передачи и

нанесение на ее стенки различных покрытий с высокими диссипативными свойствами;

– выбор оптимальных конструкций и регулировок зубчатых зацеплений и вариантов крепления картеров коробки перемены передач и ведущего моста к кузову или шасси автомобиля.

При выполнении указанных мероприятий трансмиссия не оказывает существенного влияния на общую вибрационную нагрузку кузова, а шум, возникающий при ее работе, значительно ниже уровня шума других источников.

Качение шин является источником, как внешнего, так и внутреннего шума автомобиля, и значимость его увеличивается при скоростях движения выше 70 км/ч. Основными факторами, оказывающими влияние на акустическое излучение шин при движении автомобиля являются: конструктивные параметры шин, их материал и рисунок протектора; скорость движения; нагрузка на шину; состояние протектора (новый, изношенный или восстановленный); давление воздуха в шине; состояние и профиль дорожного полотна.

Внешний шум, излучаемый шинами свободно движущегося автомобиля по асфальтированному шоссе, оценивается величинами 62 – 80 дБА при изменении скорости от 50 до 110 км/ч. Основные составляющие спектра находятся в диапазоне частот 100 – 1500 Гц.

ГОСТ Р 52231 – 2004 устанавливает следующие требования к уровню внешнего шума:

–  $M_1, N_1$  – 96 дБ;

–  $M_2, N_2$  – 98 дБ;

–  $M_3, N_3$  – 100 дБ,

Измерения производятся возле выхлопной трубы на удалении 0,7 м.

Большое влияние на уровень внутреннего шума легкового автомобиля оказывает статический дисбаланс колес и давление воздуха в шинах. Отмечено существенное влияние парных взаимодействий на внутренний шум автомобиля: скорости движения и давления воздуха в шинах; скорости движения и ровности дорожного покрытия.

Борьба с шумом и вибрацией автомобилей и шумом транспортных потоков осуществляется по трем направлениям:

- научно-техническому;
- градостроительному;
- административно-организационному.

Научно-техническое направление включает в себя:

- определение наиболее интенсивных источников шума и вибраций;
- поиск причин и закономерностей возникновения шума и вибраций в источниках;
- определение способов и средств снижения шума и вибраций источника;
- создание конструкций узлов и агрегатов, обладающих минимальными уровнями шума и вибраций;
- разработку новых конструкционных материалов, обладающих высокими диссипативными свойствами;
- изучение передачи путей шума и вибраций на рабочие места и в окружающее пространство;
- разработку материалов и средств виброизоляции, вибропоглощения, звукоизоляции и звукопоглощения;
- разработку индивидуальных средств защиты от шума и вибраций.

#### **4.2. Мировые тенденции контроля показателей вредных выбросов**

Действующие в настоящее время Правила ЕЭК ООН устанавливают требования к показателям выбросов вредных веществ (ВВ) автотранспортными средствами. Информация об изменениях этих требований регулярно публику-

ется в отчётах работы сессий Всемирного форума по согласованию правил в области транспортных средств (WP.29) и является основополагающей для российских автотранспортников, поскольку Госстандарт принял постановление от 26 мая 1999 г. № 184 о применении Правил ЕЭК ООН по безопасности автотранспорта для производителей АТС на территории РФ.

При анализе существующих экологических характеристик автомобильного транспорта эксплуатируемого на территории РФ, и перспектив их изменения на ближайшие и более отдаленные периоды времени следует принимать во внимание:

- общие мировые тенденции изменения экологических показателей автотранспорта прежде всего, – европейские, которым на протяжении последних четырех десятилетий следует с определенным отставанием, но неукоснительно, Россия – как участник Женевского Соглашения 1958 г. о сертификации АТС;

- складывающиеся в РФ объективные условия для коренного реформирования технологической базы в сферах производства и эксплуатации автотранспорта, а также в топливно-энергетическом комплексе страны;

- факторы повышения общего благосостояния населения и финансового положения предприятий, эксплуатирующих автомобильный транспорт, резко удорожаемый по мере внедрения на нем прогрессивных природоохранных технологий.

#### **4.3. Обзор современных подходов к регулированию выбросов вредных веществ автотранспортом в странах ЕЭС и России**

Правила № 49-04 ЕЭК ООН распространяются на АТС категорий М<sub>1</sub> полной массой более 3,5 т, М<sub>2</sub>, М<sub>3</sub>, N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub> с дизелями и газовыми двигателями. Правила с поправкой серии 03 устанавливают требования Евро-3 (2000 г.), Евро – 4 (2005 г.) и Евро –5 (2008 г.). Поправка 04, введенная с 31 января 2003 г., не предусматривает каких-либо новых нормативных требований, по сравнению с предыдущей 03 серией поправок. Этой поправкой в основном уточнена редакция ряда положений, введено значительное количество технических дополнений по



процедурам испытаний. Принципиально новым является введение требований и процедур в отношении дизелей, работающих на этиловом спирте (этаноле).

Правила № 49-03 (04) уже в первом варианте утверждения (Евро –3), существенным образом отличаются от предыдущей версии (49 – 02В, Евро – 2) как в отношении процедур испытаний, так и «жесткости» норм на выбросы ВВ. Ужесточение требований 2000 года (Евро – 3) по отношению к Евро – 2 составляет 30...40 %, требований 2005 года (Евро –4) по отношению к Евро – 2 – 60...70 %. Процедура испытаний включает 3 различных цикла: ESC и ETC, предназначенных для определения газообразных и аэрозольных выбросов (частицы) ВВ, и ELR – для определения дымности (оптической плотности) отработавших газов.

Существует следующий порядок применения испытательных циклов:

– для испытания «обычных» дизелей, включая двигатели с электронным управлением топливopодачей, системой рециркуляции ОГ, окислительными нейтрализаторами, применяются циклы ESC и ELR;

– для испытаний двигателей, оснащенных такими средствами уменьшения выбросов, как, например, восстановительные нейтрализаторы NO<sub>x</sub> и уловители частиц, применяются все указанные циклы – ESC, ELR, ETC;

– газовые двигатели испытываются только по циклу ETC.

Предельные значения содержания ВВ в ОГ по Правилам № 49-04 приведены в таблицах 4.4 и 4.5.

Таблица 4.4 – Предельные величины содержания ВВ в ОГ при выполнении ESC и ELR циклов

	Оксид углерода (СО), г/кВтч	Углевopодороды (НС), г/кВтч	Оксиды азота (NO <sub>x</sub> ), г/кВтч	Частицы (РТ), г/кВтч	Дымность, М <sup>-1</sup>
A (2000)	2,1	0,66	5,0	0,10;0,13(1)	0,8
B1 (2005)	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
B2 (2008)	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
C (EEV) <sup>(2)</sup>	1,5	0,25	2,0	0,02	0,15

Примечания: 1 – для двигателей с рабочим объемом менее 0,75 дм<sup>3</sup> на цилиндр и номинальной частотой вращения 3000 мин<sup>-1</sup>;

2 – так называемые «форсированные» требования, которые принимаются в соответствующих государствах на добровольных началах.

Таблица 4.5 – Предельные величины содержания ВВ в ОГ при выполнении ЕТС цикла<sup>(1)</sup>

	Оксид углерода (СО), г/кВт-ч	Неметановые углеводороды (NMHC), г/кВт-ч	Метан (СН <sub>4</sub> ) <sup>(2)</sup> , г/кВтч	Оксиды азота (NO <sub>x</sub> ), г/кВт-ч	Частицы <sup>(3)</sup> (РТ), г/кВтч
А(2000)	5,45	0,78	1,6	5,0	0,16; 0,21 <sup>(4)</sup>
В 1(2005)	4,0	0,55	1,1	3,5	0,03
В2(2008)	4.0	0,55	1,1	2.0	0,03
С(EEV)	3,0	0.40	0,65	2.2	0.02

Примечания: 1 – нормативные требования этапа А в отношении газовых двигателей будут, возможно, пересмотрены;

2 – только для двигателей, работающих на природном газе;

3 – не применяется по отношению к двигателям, работающим на газе, на этапах А, В1 и В2;

4 – для двигателей с рабочим объемом менее 0,75 дм<sup>3</sup> на цилиндр и номинальной частотой вращения 3000 мин<sup>-1</sup>.

Описание процедур испытаний можно найти в работе (Ложкин В.Н., Шкрабак В.С. Загрязнение атмосферы автомобильным транспортом// Справочно-методическое и учебное пособие: в трех частях. – СПб.: НПК, «Атмосфера» при ГТО им А.И. Войкова, 2003. – 297 с.

Практически завершена работа по созданию «всемирных» испытательных циклов, которые составят основу унифицированной всемирной процедуры испытаний грузовых автомобилей в рамках так называемого Глобального соглашения 1998 г. Разработаны два испытательных цикла: WHTC (переменные режимы) и WHSC (стационарные режимы). Заключительный отчет рабочей группы по обоснованию глобального испытательного теста был предоставлен в августе 2003 года. В рамках специальной рабочей группы (Off - cycle) проводятся исследования по совершенствованию контроля так называемых «внецикловых» выбросов.

Специальной рабочей группой (WWH – OBD) разрабатываются требования в отношении бортовой диагностики для грузовых автомобилей и двигателей.

Правила № 83 – 05 распространяются на автомобили категорий M<sub>1</sub> и N<sub>1</sub> с бензиновыми, газовыми двигателями и дизелями. Эти правила, введенные в действие с 30 октября 2001 г., содержат требования Евро – 3 и Евро – 4. Предельно допустимые значения выбросов,

Правила № 83-05 от предыдущей 04 серии отличаются следующими принципиальными поправками:

- упразднена фаза прогрева двигателя 40 с, в течение которой отбор проб не производится;

- введен новый вид испытаний (тип 6) по определению выбросов ВВ (оксида углерода и углеводородов) при низкой температуре (-7 °С). В этом случае выполняется только первая часть цикла («городская»). Предельные значения выбросов при этом испытании: СО – 15 г/км; СН – 1,8 г/км;

- изменена процедура испытаний типа 4 (топливные испарения). Как и прежде, испытание состоит из двух частей: «горячая» фаза (hot soak) и «суточные» испарения (diurnal test). По сравнению с Правилами 83 предыдущих версий, изменилась процедура испытаний при определении суточных испарений. Теперь по заданному алгоритму осуществляется подогрев всей испытательной камеры, а не бака автомобиля, как раньше. Длительность второй фазы испытаний составляет 24 часа (раньше – 1 час). Предельное значение выбросов по двум фазам, как и раньше - 2 г/исп;

- введено принципиально новое требование о контроле показателей токсичности АТС в реальной эксплуатации. Детально регламентированы процедуры проверок, распределение функций, ответственность и порядок взаимодействия производителя и органов контроля за соблюдением соответствия установленным при сертификации требованиям на протяжении 80 тыс. км;

- введено требование об обязательном наличии в составе транспортного средства системы бортовой диагностики.

Бортовая диагностика должна идентифицировать ухудшение экологических показателей АТС сверх установленных пределов и неисправности элементов конструкции, влияющих на экологические показатели, таким образом, что-

бы ни при каких обстоятельствах на протяжении пробега 80 тыс. км. не были превышены предельные значения выбросов (для бортовой диагностики). При этом непосредственно должны контролироваться:

- снижение эффективности нейтрализатора по углеводородам;
- пропуски сгорания в двигателе (с искровым зажиганием);
- ухудшение параметров кислородного датчика;

неисправности других элементов, нарушение работы которых может привести к увеличению выбросов ВВ сверх значений, приведенных в табл. 3;

- система продувки адсорбера.

С 21 февраля 2002 г. введено дополнение 2 к поправкам серии 05, оговаривающее требования к устройствам для ограничения выбросов (например, каталитический нейтрализатор, сажевый фильтр), конструкция которых предусматривает периодическую регенерацию.

В рабочей группе по загрязнению воздуха и экономии энергии (GRPE) подготовлен проект дополнения 3 к Правилам № 83-05, регламентирующий требования и процедуры испытаний гибридных автомобилей (TRANS/ WP.29/ GRPE/2003/5).

#### **4.3.1. Требования к газобаллонным автомобилям и газобаллонному оборудованию**

Правила № 67-01 ЕЭК ООН регламентируют требования к конструкции как отдельных элементов оборудования для работы на сжиженном нефтяном газе (СНГ), так и транспортных средств, в части установки такого оборудования и применяются для целей сертификации новых элементов газобаллонного оборудования (ГБО) и новых транспортных средств. В России действуют Правила 67–01, а соответствующий этим Правилам ГОСТ Р 41.67 находится в стадии подготовки.

Правила №110 ЕЭК ООН регламентируют требование к конструкции отдельных элементов ГБО для работы на сжатом природном газе, а также транспортных средств, в части установки такого оборудования. Применяются для целей сертификации новых элементов ГБО и новых транспортных средств. Россия применяет Правила ООН. В стадии подготовки находится ГОСТ Р 41.110.

Документ TRANS/WP/29/2000/42 регламентирует требования в части установки ГБО для сжатого природного и сжиженного нефтяного газа на транспортные средства, находящиеся в эксплуатации. Этот документ получил одобрение на 129 сессии WP.29 и 23 заседании АСІ в марте 2003 года, что фактически перевело его в ранг Правил ЕЭК ООН.

Правила № 96-01 ЕЭК ООН регламентируют требования к транспортным средствам категории Т (сельскохозяйственные и лесные тракторы), а также к промышленной, строительной и сельскохозяйственной технике на колёсном или гусеничном ходу, к подъёмникам, автокранам, дорожно-ремонтной технике и т.д.

Поправка 01 введена с 2001 года. Требования Правил 96-01 по уровню жесткости близки к требованиям Правил 49-03А (Евро-3).

В России в настоящее время действуют Правила № 96-0 ЕЭК ООН. Россия, как известно, в части внедрения стандартов, предъявляемых к выбросам ВВ, по уровню требований отстает от западноевропейских стран примерно на 10 лет. Эти требования регламентируются государственными природоохранными стандартами 41 серии.

В отношении АТС категорий М<sub>1</sub> с полной массой более 3,5т, М<sub>2</sub>, М<sub>3</sub>, N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub> с дизелями и газовыми двигателями применяются требования Правил № 49 – 02В - ГОСТ Р 41.49 (Евро –2). В отношении этих же категорий АТС с бензиновыми двигателями действуют требования (с 01.01.2003) ГОСТ Р 51832 - 2001 (табл. 4.7). В отношении АТС категорий М, и N] применяются требования Правил 83-03 (ГОСТ Р 41.83), соответствующие уровню Евро – 2 для пассажирских автомобилей (М<sub>1</sub>) и Евро –1 для грузовых (N<sub>1</sub>).

Таблица 4.6 – Предельные величины содержания ВВ (ГОСТ Р 51832)

Дата введения требований	Предельно-допустимые выбросы, г/кВтч			Цикл
	оксид углерода СО	углеводороды СН	окислы азота NO <sub>x</sub>	
01.01.2003	11,2	2,4	14,4	13-ти режимный
01.01.2005	4,0	1,1	7,0	13-ти режимный
01.01.2008	5,45	2,38	5,0	ЕТС

Требования к АТС категорий M<sub>1</sub> и N<sub>1</sub>, действующие в Российской Федерации приведены в таблице 4.8.

В соответствии с Концепцией развития автомобильной промышленности, принятой Правительством Российской Федерации, график перевода (100 % выпускаемых АТС) на уровень требований ЕЭС прогнозируется следующим: Евро – 2 – 2004 год; Евро –3, 4 – 2008 год; применение норм в графике Европы – с 2010 года.

Таблица 4.7 – Предельные величины содержания ВВ (ГОСТ Р 41.83)

Категория	Контрольная масса (Rm), кг	Предельные величины				
		Оксид углерода (CO), г/км		Общая масса углеводородов и оксидов азота (HC + NOx), г/км		Частицы, г/км
		Искр.	Диз.	Искр.	Диз.	Диз.
(1)	Все	2,2	1,0	0,5	0,7	0,08
(2)	Rm < 1250	2,72	2,72	0,97	0,97	0,14
	1250 < Rm < 1700	5,17	5,17	1,4	1,4	0,19
	1700 < Rm	6,9	6,9	1,7	1,7	0,25

Примечания: 1 – за исключением: транспортных средств, предназначенных для перевозки более 6 пассажиров, включая водителя; транспортных средств, максимальная масса которых превышает 2500 кг; 2 – включая АТС средства категории M, которые указаны в сноске 1. «Факторы аварийности, подходы, и методы снижения влияния этих факторов»

Начата разработка Правил ЕЭК ООН, регламентирующих использование водорода в автотранспортных средствах. Для этих целей образована информационная группа (Hydrogen/Fuel Cell - Vehicles), которой поставлена задача подготовить проекты Правил ЕЭК ООН с последующим их преобразованием в глобальные технические предписания (GTR), касающиеся использования водорода как в автомобилях с двигателями внутреннего сгорания, так и в автомобилях, работающих на топливных элементах. На 45 сессии GRPE в январе 2003 года рабочей группой был представлен проект Правил в отношении использо-

вания сжиженного водорода в качестве моторного топлива (информационный документ №3). В стадии подготовки находился также аналогичный документ в отношении сжатого водорода.

#### **4.4. Мероприятия по предотвращению и уменьшению вредного воздействия автотранспортных средств**

К таким мероприятиям можно отнести:

– разработку таких конструкций автомобилей, которые меньше загрязняли бы атмосферный воздух токсичными компонентами отработавших газов и создавали бы шум более низкого уровня (гибридные силовые установки, альтернативные топлива);

– совершенствование методов ремонта, обслуживания и эксплуатации автомобилей с целью снижения концентрации токсичных компонентов в отработавших газах и уровня шума, производимого автомобилями;

– соблюдение при проектировании и строительстве автомобильных дорог таких требований, как вписывание дороги в ландшафт, инженерное обустройство дорог;

– рациональное сочетание элементов плана и продольного профиля, обеспечивающее постоянство скорости движения автомобиля; защита поверхностных и грунтовых вод от загрязнения; борьба с водной и ветровой эрозией; предотвращение оползней и обвалов; сохранение животного и растительного мира;

– сокращение площадей, отводимых под строительство; защита зданий и сооружений вблизи дороги от вибраций, возникающих при движении автомобилей;

– борьба с транспортным шумом и загрязнением воздуха; применение методов и технологии строительства, приносящих наименьший ущерб окружающей среде;

– использование средств и методов организации и регулирования движения, обеспечивающих оптимальные режимы движения и характеристики транспортных потоков, сокращение остановок у светофоров, числа переключения передач и времени работы двигателей на неустановившихся режимах.

#### 4.4.1. Применение альтернативных топлив на автотранспортных средствах

Применительно к автотранспорту известны следующие виды альтернативных топлив: сжиженный нефтяной газ; диметиловый эфир (ДМЭ); синтетический бензин; биодизельное топливо (например – рапсовый метиловый эфир, RME); аквазин; водородное топливо.

Сжиженный нефтяной газ (СНГ) обладает всеми качествами полноценного топлива для двигателей внутреннего сгорания. Во всем мире газ признан как дешевое, экологически чистое топливо, по многим свойствам превосходящее бензин. Немаловажно, что использование СНГ не требует изменения конструкции автомобиля, оставляя возможность использования, как бензина, так и горючего газа в качестве топлива. Сжиженный нефтяной газ обладает некоторыми физико-химическими свойствами, которые необходимо учитывать для достижения максимального экономического и эксплуатационного эффекта.

Нефтяной газ представляет собой смесь пропана, бутана и незначительного количества (около 1%) непредельных углеводородов. Фактически на автомобильные газонаполнительные станции поступают две марки газа, регламентируемые соответствующими ГОСТами: зимняя (85 – 95% пропана) и летняя (45-55% пропана). Такое сочетание учитывает свойства СНГ в зависимости от окружающей температуры и позволяет круглый год эксплуатировать автомобиль на газе.

Основные преимущества нефтяного газа перед бензином заключаются в следующем:

- октановое число нефтяного газа – 103 – 105, что практически исключает детонацию деталей двигателя.
- газ не содержит вредных примесей (свинец, сера), которые на химическом уровне разрушают детали камеры сгорания.
- газ легко смешивается с воздухом и равномерней наполняет цилиндры однородной смесью, поэтому двигатель работает ровнее и тише.
- газ поступает в двигатель в паровой фазе, поэтому он не смывает масляную пленку со стенок цилиндров и не разбавляет масло в картере.



– газ сгорает немного медленнее, чем бензин, что снижает нагрузки на поршневую группу и коленчатый вал, двигатель работает «мягче». Однако это вызывает ухудшение динамики разгона (на 2-5% в зависимости от степени сжатия).

Содержание вредных веществ в отработавших газах снижается в несколько раз. Если сравнивать различные виды альтернативных топлив, то в результате объективных стендовых испытаний показано, что автомобиль, работающий на пропане, выбрасывает в атмосферу на 25–30% меньше вредных веществ, чем работающий на бензине. А если машина ездит на метане, то в этом случае показатель достигает 50–60%.

В сумме все эти факторы дают значительную экономию средств на топливе, продлевают срок службы двигателя на 30–40%, масла и свечей – в два раза, и как следствие значительно снижают не только эксплуатационные, но и ремонтные затраты.

К недостаткам СНГ как топлива для автомобилей следует отнести: снижение мощности двигателя до 7%; затруднения с пуском холодного двигателя; незначительное увеличение расхода потребляемого газа в литрах по сравнению с бензином; увеличение металлоемкости автомобиля на 30–40 кг.

Группой сотрудников ИНХС РАН (Института нефтехимического синтеза Российской Академии Наук) разработан перевод дизельных двигателей на диметиловый эфир (ДМЭ). ДМЭ обладает рядом качеств, позволяющих ему практически полностью вытеснить традиционное дизельное топливо – особенно в крупных мировых мегаполисах, и в частности на всей территории России. Преимущества использования ДМЭ состоят в следующем:

– отработавшие газы дизеля, работающего на ДМЭ, в шесть раз меньше стандарта EURO-4 (которые должен быть введен ЕС только в 2005 году) по выбросам окиси углерода (CO), в четыре раза меньше по выбросам углеводородов (CH), в четыре раза меньше по выбросам твердых частиц (пресловутая сажа и копоть дизельных движков) и на 20% меньше по выбросам окислов азота (NOx);

– работающий на ДМЭ дизель свободно заводится даже при минус пятидесяти по Цельсию, поскольку температура плавления ДМЭ составляет минус

138,5 градусов по Цельсию, что немаловажно для России, значительная территория которой находится в весьма холодной климатической зоне.

Для работы на ДМЭ разработчики приспособили топливную систему обыкновенного дизеля серийного российского АМО ЗИЛ – 255. Разработан весьма недорогой способ производства ДМЭ, экономически весьма конкурентоспособный с производством традиционного дизельного топлива из нефти. Этот способ успешно апробирован на пилотной промышленной установке.

Учеными того же института разработана технология производства синтетического бензина через технологию производства ДМЭ (без выделения ДМЭ). Метод также апробирован на пилотной промышленной установке.

Синтетический бензин ИНХС РАН, получаемый через ДМЭ, имеет октановое число – 92–93. Он обладает лучшим качеством по сравнению с натуральным за счет того, что октановое число в нем достигается за счет большей доли циклических и разветвленных углеводородов с правильно ориентированными углеводородными связями, а не ароматических углеводородов, как в натуральном бензине. Содержание серы в синтетическом бензине ИНХС РАН ничтожно мало, поэтому отработавшие газы двигателя, работающего на синтетическом бензине ИНХС РАН, гораздо безвреднее выхлопа на основе натурального бензина, который производится из российской нефти марки «Юралс», отличающейся повышенным содержанием серы.

В США начинается практическое производство искусственной нефти, получаемой в результате термической деполимеризации отходов предприятий по обработке тушек битой птицы.

В настоящее время все более широкое распространение получают альтернативные топлива на основе растительных масел (рапсового, соевого, арахисового, пальмового, отработанных подсолнечного и оливкового).

Ученые Харьковского политехнического университета разработали новый способ получения "растительного бензина". В Европе его в основном производят из семян рапса и конопли, а также из сои и подсолнечника. Украинцы предложили другой способ - использовать отработанный фритюрный жир, на котором жарятся пончики, беляши и прочее.

Растительное сырье для замены дизельного топлива может быть использовано двумя путями: этерификация растительных масел до кондиции дизельного топлива и модифицирование двигателя таким образом, чтобы при сгорании сырого масла не образовывался нагар.

В настоящее время в Европе производится более 1,5 млн. т. "биодизеля" с тенденцией дальнейшего расширения его производства. В мире существует 7 стандартов на "биодизель" (Германия, Австрия, Чехия, Франция, Италия, Швеция, США). В Германии топливо, представляющее собой рапсовый метиловый эфир (RME), производят 8 фирм, это топливо отпускается более чем на 800 заправочных станциях.

Преимущества применения биодизеля как топлива для дизельных двигателей: высокая биоразлагаемость альтернативного топлива; отсутствие серы в топливе.

К недостаткам RME следует отнести то, что RME чрезвычайно агрессивной жидкостью, поэтому топливные баки, теплопроводы и другие элементы, непосредственно соприкасающиеся с ним, должны иметь защиту от RME. Рапсовое масло и RME имеют более высокую температуру кипения, чем дизельное топливо, при низкой нагрузке дизеля температура поршня снижается, в результате чего образуется несгоревшее топливо, которое может смешиваться со смазочным маслом, кроме того, образуются продукты коксования, откладывающиеся на форсунках, поршнях и поршневых кольцах. Применение окисляющего катализатора при использовании RME значительно снижает выбросы CO, CH и сажи.

Рапсовое масло снижает выбросы углекислого газа в атмосферу и является более экологичным чем RME, так как процесс производства RME связан с использованием метанола и большим расходом энергии. К недостаткам применения рапсового масла и RME следует отнести повышение шума от двигателей. Кроме того, по данным шведских исследователей в отработавших газах так называемого биотоплива обнаружен целый ряд опасных углеводородных соединений в высокой концентрации, в том числе циклические бензолы, диолефины и этилуглеводороды. Оказалось, что продукты сгорания этого биотоплива

способствуют возникновению органического смога.

Исследования в области создания альтернативного топлива с использованием воды развиваются с конца XIX века, когда отец двигателя внутреннего сгорания Н.Отто получил первый патент на применение воды в качестве компонента горючего.

В США, Франции и Японии сейчас существуют различные экспериментальные модели «аквамобилей», но всех их, помимо безусловной экологической безопасности, объединяют чрезвычайная сложность и дороговизна. Обусловлено это тем, что для поддержания топливного «коктейля» в рабочем состоянии необходимо специальное оборудование, которое с помощью ультразвуковой встряски не позволяет смеси расслаиваться на воду и бензин.

В 1990 г. при АН СССР была создана общественная организация «Аквазин», разработавшая программу производства альтернативного топлива. Она вошла в Госпрограмму экологически безопасной энергетики. Аквазин - это новое горючее (безсвинцовое высокооктановое топливо), которое получается путем соединения воды с продуктами нефтепереработки либо с природным или попутным газом при помощи эмульгатора («аква» - вода, «зин» - хвост от бензина). Этот третий компонент, изобретенный профессором Э.И. Исаевым, не дает расслаиваться водно-бензиновой смеси. Аквазин служит прекрасным заменителем различных марок бензина, авиакеросина, дизтоплива. Его несомненные преимущества перед традиционными видами топлива - пониженное содержание вредных веществ и отсутствие соединений свинца в отработавших газах. В них в 3-5 раз меньше закиси углерода, а окислов азота - на 25-30%.

Дизельное топливо заэмульгировать во многом проще, нежели бензин и керосин. Оно менее требовательно к высоким реологическим характеристикам (вязко-текучим свойствам). Сейчас решается более сложная задача - создание водно-бензиновую смеси, где эмульсия должна быть не только стойкой, но по своим характеристикам не отличаться от бензина.

Водород для привода в движение машин впервые предложил использовать В. Сесил в докладе Кембриджскому Философскому обществу ещё в 1820 г., а первый патент на двигатель, работающий на смеси водорода и кислорода,

был выдан в Англии в 1841 г.

Работы по водородному топливу развивались по следующим основным направлениям: исследования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания, работающих на водороде и смесях водорода с углеводородными топливами, создание систем топливообеспечения и хранения водорода на борту транспортных средств, перевод на водородное и бензоводородные топлива автомобилей различных марок, создание ключевых элементов оборудования для автомобилей с нулевым выбросом и двигательных установок на основе топливных элементов.

Следует напомнить, что началу 80-х годов в СССР различными организациями были созданы опытные легковые автомобили ВАЗ «Жигули», АЗЛК «Москвич», ГАЗ –24 «Волга» и ГАЗ–69, грузовые ЗИЛ–130, микроавтобусы РАФ и УАЗ, работающие на водороде и бензоводородных смесях, и проведены их испытания и опытная эксплуатация.

Для создания городской инфраструктуры снабжения транспорта водородом существующие автозаправочные (прежде всего – газонаполнительные) станции необходимо дооборудовать водородными системами. Водород может доставляться к ним со стороны в виде жидкого водорода или производиться на месте из воды или углеводородных топлив. В последнем случае, однако, автозаправочная станция сама становится источником выбросов и возникает задача создания высокоэффективных реакторов и разработки новых процессов конверсии углеводородных топлив.

Наибольший экологический эффект достигается при крупномасштабном производстве  $H_2$  из воды с использованием энергии ГЭС, возобновляемых энергоресурсов и АЭС.

Отметим преимущества водорода как топлива по сравнению с бензином: неисчерпаемость. Суммарная масса водорода составляет 1% общей массы Земли, а число атомов – 16%, причем при сгорании водород превращается в воду и полностью возвращается в круговорот природы; весовая теплотворная способность водорода (28630 ккал/кг) в 2,8 раза выше по сравнению с бензином; энергия воспламенения в 15 раз меньше, чем для углеводородного топлива; экологичность.

Использование водорода позволит также устранить один из основных недостатков автомобильных двигателей – резкое снижение КПД с 30 до 10% на частичных нагрузках в условиях городской эксплуатации.

Отметим и отрицательные качества водорода: это низкие плотность и объемная теплотворная способность, более широкие пределы взрываемости и более высокая температура воспламенения по сравнению с углеводородами; кроме того, в настоящее время водород получают с использованием нефти и угля. Вдобавок, при его производстве выделяется диоксид углерода.

Опираясь на результаты компьютерного моделирования, исследователи Калифорнийского технологического института в Пасадене, США, утверждают, что массовый переход на водород в качестве топлива для автомобильных и других двигателей может способствовать деградации озонового слоя, особенно над полюсами, а также некоторому охлаждению атмосферы.

Исследователи утверждают, что в случае полной замены водородом всех других используемых ныне видов топлива значительные его количества будут попадать в атмосферу из-за утечки из труб, топливных терминалов, заводов и различных двигателей. Современное содержание водорода в стратосфере составляет 0,5 объёма на 1 млн. объёмов воздуха, и увеличение его количества приведет к образованию большего количества водяного пара. Предполагаемое увлажнение стратосферы повлечет снижение её температуры приблизительно на 0,5 градуса Цельсия.

Тем не менее, и это отмечают сами исследователи, прогнозы относительно опасности выбросов водорода в атмосферу относительно, так как цикл водорода остаётся исследованным не до конца. Исследователи призывают не прекратить разработки, а усовершенствовать технологию производства водорода, чтобы оно не приводило к образованию парниковых газов.

Таким образом, следует отметить, что получение и применение альтернативных видов топлива является перспективным направлением научных исследований, которые должны быть продолжены с целью всесторонней оценки различных видов топлив с точки зрения их приемлемости для окружающей среды.

## Литература

1. Амбарцумян В.В. и др. Экологическая безопасность автомобильного транспорта. – М.: ООО” Научтехмаш”, 1999. – 288 с.
2. Афанасьев Л.Л., Дьяков А.Б., Веремеенко И.И. Конструктивная безопасность автомобилей.- М.: Машиностроение, 1983. – 216 с.
3. Аракелян И.С. Повышение тормозных свойств спортивных автомобилей с учетом условий эксплуатации: Дисс. канд. техн. наук. – Владимир, 2003. – 167 с.
4. Ахметшин А.В. Адаптивная антиблокировочная система колесных машин //Дисс. докт. техн. наук. – М., 2003. – 255 с.
5. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 368 с.
6. Баев В.В. Влияние параметров рулевого управления на самоповорот управляемых колес автомобиля с АБС в режиме экстренного торможения//Дисс. канд. техн. наук. – Волгоград, 2006. – 176 с.
7. Балабаева И.А. Дисковые тормозные механизмы для грузовых автомобилей //Автомобильная промышленность. – 1986, №9. – С. 36 – 37.
8. Бочаров Е.В., Замета М.Ю., Волошинов В.С. Безопасность дорожного движения. Справочник. - М.: Транспорт, 1983. – 284 с.
9. Блинов Е.И. Теория автомобиля: от статики к динамике. Торможение автомобиля. Автомобильная промышленность. – №4, 2008. – С. 15 – 18.
10. Вахменцев С.В. Изменение тормозных свойств в эксплуатации и их нормирование по критерию безопасности //Дисс. канд. техн. наук. – М., 1990. – 196 с.
11. Вольшенко А.И., Замора Ю.С. Барабанно-колодочные тормозные устройства. – Львов.: Вища школа, 1980. – 191 с.
12. «Внешняя» безопасность автомобиля// Автостроение за рубежом. – №1, 2008. – С. 34 – 37.
13. Гембом Б.Б., Гудз Г.С. и др. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем. – Львов.: Вища школа, 1974. – 254 с.
14. Гержодов В.И. и др. Техническое состояние автомобилей и безопас-

ность движения. – Киев.: Техника, 1978. – 151 с.

15. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1971. – 478 с.

16. Гудз Г.С. Исследование режима тормозных механизмов автомобильных колес методами физического и математического моделирования// Дисс. канд. техн. наук. – Львов, 1971. – 137 с.

17. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.

18. Глушко О.В., Ключев Н.В. Труд и здоровье водителя автомобиля. – М.: Наука, 1991. – 376 с.

19. Гришкевич А.И. и др. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет системы управления и ходовой части. – Минск.: Вышейша школа, 1987. – 189 с.

20. Государственный доклад по безопасности дорожного движения // STOP газета. – 2006, №9. – С. 1 – 23.

21. ГОСТ Р 41.13-Н-99. Единообразные предписания, касающиеся утверждения легковых автомобилей в отношении торможения. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 35 с.

22. ГОСТ 20911 – 89. Техническая диагностика. Термины и определения. – М.: Госкомстандарт, 1990. – 13 с.

23. ГОСТ 22895 – 77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 22 с.

24. ГОСТ Р 51079-2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – Введ. 01.02.2001. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 27 с.

25. Дандым С.И. Повышение энергоемкости тормозов путем внедрения обратной пары трения с жидкостным охлаждением дисков// Дисс. канд. техн. наук. – М., 1994. – 154 с.

26. Дегтяренко В.Н. Автомобильные дороги и автомобильный транспорт



промышленных предприятий. – М.: Высш. шк., 1981. – 261 с.

27. Дорожно-транспортный травматизм в Российской Федерации 2003 – 2006 гг./ГУ Национальный НИИ общественного здоровья РАМН [Электронный ресурс] <http://www.healthroad.ru>.

28. Дьяков А.В. Безопасность движения автомобилей ночью. – М.: Транспорт, 1984. – 201 с

29. Джейранашвили Т.Е. Исследование эффективности дисково-колодочного тормоза //Дисс. канд. техн. наук. – Тбилиси, 1968. – 175 с.

30. Двадцатипятилетие антиблокировочной системы фирмы Bosch// Автостроение за рубежом. – 2004, №12. – С 19 – 22.

31. Емелькин Г. О четырех ногах //За рулем. – 2005, №10 С. 242 – 243.

32. Жерондо Крисман. Безопасность движения прошлое, настоящее, будущее. // Пер. с фран. под редакцией Жулева В.И. – М.: Юридическая литература, 1983. – 224 с.

33. Заикин Я.Х. Техническое состояние автомобилей и безопасность движения/ Я.Х. Заикин [и др]. – М.: Транспорт, 1987. – 199 с.

34. Заикин Я.Х. и др. Автомобильный поезд и безопасность движения. – М.: Транспорт, 1991. – 123 с.

35. Залуга В.П., Булейко В.Я. Пассивная безопасность автомобильной дороги. – М.: Транспорт, 1987. – 240 с.

36. Ингрэм Б., Томсон Р.Ф. Тормоза грузовых автомобилей в Европе. ТПП. УССР Харк. отделение, 1988. – 41 с.

37. Исследования качества тормозных дисков// Автостроение за рубежом. – №1, 2008.– С. 11 – 12.

38. Изменения №1 ГОСТ Р 51709 – 2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки (с изменениями от 26 августа 2005 г.). – М.: Госстандарт России, 2006. – 36 с.

39. Калыгин В.Г., Бондарь В.А., Дедеян Р.Я. Промышленная и экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях. – М.: Химия, КолосС, 2006. – 519 с.

40. Катаев Н.Н. Оценка тормозных свойств автобусов семейства ПАЗ по результатам инструментального контроля //Дисс. канд. техн. наук, 2002. – 115 с.
411. Кисуленко Б.В., Бочаров В.А. Оценка устойчивости и управляемости автомобилей: вклад России и перспективы реализации//Автомобильная промышленность. – №1, 2008. – С. 34 – 37.
42. Коноплянко В.И. Информативность транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1984. – 97с.
43. Комаров Ю.Я. Исследование рабочих процессов противоблокировочных тормозных систем на комплексной моделирующей установке// Дисс. канд. техн. наук. – Волгоград, 1981. – 128 с.
44. Кондратьев В.В. Анализ аварийности на дорогах России и за рубежом //Автомобильный транспорт. – 2004, №6 С. 6 – 8.
45. Коневцов М.Д. Математические модели колес седельного автопоезда // Автомобильная промышленность. – №12, 2004. – С. 21 – 24.
46. Котов В.С. Совершенствование автоматизированных тормозных систем трехосных автомобилей// Дисс. канд. техн. наук. – Волгоград, 1989. – 182 с.
47. Кушель Б. Эволюция тормозов применяемых на грузовых автомобилях. ТПП. УССР. Харьк. отделение, 1985. – 10 с.
48. Лаврентьев Н.А. Исследование и разработка методики средств испытаний автомобилей //Дисс. канд. техн. наук. – Минск, 1975. – 220 с.
49. Луканин В.Н. Снижение шума автомобиля. – М.: Машиностроение, 1981. – 158 с.
50. Луканин В.Н., Трофименков Ю.В. Промышленно-транспортная экология: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 2001. – 295 с.
51. Малюков А.А. Научные основы стендовых испытаний автомобилей на активную безопасность// Дисс. докт. техн. наук. – Л., 1984. – 347 с.
52. Марков Н.Н. Конюхов В.В. Отечественные антиблокировочные системы на пути к потребителю //Автомобильная промышленность. – 1999, №9 С. 22 – 24.

53. Мамити Г.И., Льянов М.С. Расчет эффективности и энергоемкости тормозов//Автомобильная промышленность. – 2002, №10. – С. 14 – 15.
54. Мащенко А.Ф., Розанов В.Г. Тормозные системы автотранспортных средств. – М.: Транспорт, 1972. – 257 с.
55. Малов Р.В., Ерохов В.И. и др. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды. // Под ред. Сухарева Э.С.. – М.: Транспорт, 1982. – 200 с.
56. Магистральные автопоезда Минского автомобильного завода. – М.: Машиностроение, 1988. – 176 с.
57. Михайленко А.М. Пустовойтов Н.А., Сухоребрий В.Г. Устойчивость и управляемость систем со случайными параметрами. – Киев.: Наукова думка, 1981. – 349 с.
58. Мимби Катият. Оценка технического состояния и прогнозирования эффективности запасных тормозных систем автотранспортных средств, находящихся в эксплуатации //Дисс. канд. техн. наук. – Владимир, 2006. – 203 с.
59. Немчинов М.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобиля. – М.: Транспорт, 1985. – 237 с.
60. Никульников Э.Н. Антиблокировочные системы отечественного производства //Автомобильная промышленность. – 1999, №7. – С. 20 – 22.
61. Ньюкомб Т.П. История развития тормозных систем.//Пер. с англ. ТПП УССР. Харьковское отделение, 1982. – 42 с.
62. Ньютон В.Р., Райт А.С. Обзор современных конструкций тормозов.//Пер. с англ. ТПП УССР. Харьковское отделение, 1981. – 27 с.
63. Осипов Г.В. Метод диагностирования тормозных механизмов автомобиля //Дисс. канд. техн. наук. – Тюмень, 2004. – 145 с.
64. О тормозных системах грузовых автомобилей //Автомобильная промышленность США. – 1986, №6. – С. 34 – 35.
65. ОСТ 37.001.067 – 86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. – М.: Госкомстандарт, 1989. – 25 с.
66. Педен М. Всемирный доклад о предупреждении дорожно-транспортного травматизма [Электронный ресурс]/М. Педен и др. – Женева, ВОЗ, 2006. <http://www.muna.ru>.

67. Полуэктов М.В. Влияние рабочего процесса АБС на ресурс элементов тормозной системы автомобилей // Дис. ... канд. техн. наук. – Волгоград, 2004. – 135 с.
68. Поляков А.А. Дисковый тормозной механизм // Автомобильная промышленность. – 2005, №11 С. 17 – 19.
69. Попов В.Л., Янкевич Д.И. Охрана окружающей среды на предприятиях сельскохозяйственного и транспортного машиностроения. – М.: Агропромиздат, 1991-176 с.
70. Прокофьев М.В. Технические стандарты ЕС в области конструкции и эксплуатации автотранспортных средств/Метод. пособ. – М.: АСМАП, 1997. – 64.
71. Привалов Н.Я., Ковальчук О.А, Грига А.Д, Худяков К.В. Оценка условий работы водителя в зависимости от параметров окружающей среды// Автомобильная промышленность. – №11, 2007. – С. 25 – 27.
72. Правила ЕЭК ООН. Стандарты ИСО и директивы ЕЭС в области автомобилестроения. САТР. – М., 1994. – 121 с.
73. Правила по охране труда на автомобильном транспорте: ПОТ РО – 200 – 01 – 95/М-во транспорта РФ. – М.: Апрохим, 2000. – 170 с.
74. Правила №13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Б/ЕСЕ/505.5, TRANS, 1973 г.
75. Приложение к правилам №13. Предписания, касающиеся испытаний тормозных систем, оборудованных АБС. TRANS/Sc.1/P.29/CRF/3.
76. Патент на изобретение №2258162. Тормозное устройство механических транспортных средств/Е.Н. Христофоров, В.А. Воронин, Е.Г. Лумисте. – Оpubл. БИ №22, 2006.
77. Патент на изобретение №2308384. Датчик антиблокировочной системы автомобиля/ Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович и др. – Оpubл. БИ №29, 2007
78. Патент на изобретение № 2321505. Педаль управления/Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович и др. – Оpubл. БИ №10, 2008.
79. Патент на полезную модель № 78744. Антиблокировочная система автомобиля /Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович и др. Оpubл. БИ №34, 2008

80. Ракопсин А.П., Корсаков В.В., Мальцев Н.Г. Коэффициент качества ABS/EBS // Автомобильная промышленность. – 2002, №4 С. 17 – 18.
81. Ревин А.А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении АТС //Автореф. докт. техн. наук. – М., 1984. – 48 с.
82. Ревин А.А. Распределение тормозных моментов по колесам автомобиля //Автомобильная промышленность. – 2001 . – № 5. – С. 28 – 32.
83. Ревин А.А., Котов В.В, Еронтаев В.В. Установка для диагностирования пневматической тормозной системы автомобиля с АБС//Автомобильная промышленность. – №12, 2007 – С. 25 – 27.
84. Рачиоппи Ф. Предупреждение дорожно-транспортного травматизма: перспективы здравоохранения в Европе [Электронный ресурс]/ Ф. Рачиоппи и др. – Копенгаген, Европейское региональное бюро ВОЗ, 2004. – 97 с. [http:// www/healthroad/ru](http://www/healthroad/ru).
85. Решетников Е.Б. Исследование автомобильных дисковых тормозов //Дисс. канд. техн. наук. – Харьков, 1972. – 149 с.
86. Редькин В.М. , Борисов О.Ю. Дорожная аварийность в России за период 1990 – 2005 годов и пути её снижения // Безопасность жизнедеятельности. – 2006, №11 С. 34 – 42.
87. Ри С.К. Износ тормозов. //Пер. с англ. ТПП УССР Харьковское отделение, 1980. – 9 с.
88. Родичев В.А. Грузовые автомобили.– М.: ПрофОбрИздат, 2002. – 251 с.
89. Ройтман Б.А. и др. Безопасность автомобиля в эксплуатации. /Ройтман Б.А.
90. Российская Федерация. Правительство. Концепция Федеральной целевой программы “Повышение безопасности дорожного движения в 2006 – 2012 годах”: Распоряжение Правительства Российской Федерации от 17.10. 2005 г. №1707 – [Электронный ресурс].
91. Рыбин А.Л. Совершенствование методов анализа дорожно-транспортных происшествий в целях повышения безопасности движения в городах //Дисс. канд. техн. наук. – М, 1998. – 155 с.

92. Рынкевич С.А. Интеллектуальные системы управления тормозами // Автомобильная промышленность. – 2005, №1 С. 14 – 16.
93. Сальников В.И. Разработка расчетно-экспериментального метода оценки тормозных свойств и направлений совершенствования тормозной динамики автомобиля // Дисс. канд. техн. наук. – Дмитров, 1992. – 240 с.
94. Синельников А.Ф. Автомобили МАЗ: Техническое обслуживание и ремонт. – М.: Транспорт, 2000. – 370 с.
95. Солнцев А.Н. Совершенствование тормозных свойств автопоезда большой габаритной длины // Дисс. канд. техн. наук. – М, 2004. – 167 с.
96. Соцков Д.А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении // Дисс. док. техн. наук. – М., 1989. – 565 с.
97. Суковицин В.И. Оценка влияния технического состояния автомобиля на безопасность дорожного движения // Дисс. канд техн. наук. – М., 1986. – 177 с.
98. Сборник нормативно-технических материалов по проверке технического состояния транспортных средств // М-во транспорта РФ. – М.: Б.И., 2000. – 335 с.
99. Стандарты по эксплуатации автомобильного транспорта. ЕС. – Брюссель, 1991.
100. Техническая эксплуатация автомобилей и автосервис: Сб. науч. тр./ МАДИ (ГТУ). – М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2003. – 185 с.
101. Тормозной механизм со сдвоенным суппортом // Автостроение за рубежом. – №1, 2008. – С. 10.
102. Требования безопасности к тормозным системам автомобилей. Стандарт США №105 – 75 и № 121. – 75/пер. с англ. – М.: Всесоюзная торговая палата, 1984. – 29 с.
103. Требования к тормозам. Основные и дополнительные. Стандарт Швеции F – 18 /Пер. с англ. – М.: Всесоюзная торговая палата, 1988. – 26 с.
104. Факторы аварийности и методы снижения влияния этих факторов // Докл. к сем. и конф. – М.: ИПК МАДИ, 2007. – 285 с.
105. Федекин И.И. ДТП стоили России 2 миллиарда долларов // <http://www/za/ru>.

106. Фролов Ю.Н. Техническая эксплуатация и экологическая безопасность автомобильного транспорта: Учеб. пособие для вузов. – М.: МАДИ (ГТУ), 2001. – 135 с.

107. Фрумкин А.К. Антиблокировочные и противобуксовочные системы легковых автомобилей/А.К. Фрумкин, И.И. Алышев, А.И. Попов //Обзорная информация. – М, 1989. – 52 с.

108. Федеральный закон “О безопасности дорожного движения”. Принят Государственной думой 15.11.1995 г.

109. Христофоров Е.Н. Теоретические и практические аспекты улучшения условий и охраны труда операторов сельскохозяйственных транспортных средств // Монография. – Брянск.: изд-во ВНИИОТ, 2006. – 204 с.

110. Христофоров Е.Н. Причины травматизма операторов мобильных машин //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №12, 2004. – С. 39 – 40.

110. Христофоров Е.Н. Антиблокировочная система автотранспортного средства // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – №8, 2006. – С. 23 – 24.

111. Христофоров Е.Н. Тормозной механизм для мобильных средств //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №9, 2006. – С. 40 – 41.

112. Христофоров Е.Н. Обеспечение торможения сельскохозяйственных транспортных средств //Техника в сельском хозяйстве. – №3, 2007. – С. 14 – 16.

113. Христофоров Е.Н. Совершенствование сельскохозяйственных транспортных средств //Техника в сельском хозяйстве. – №3, 2007. – С. 47 – 49.

114. Христофоров Е.Н. Безопасность транспортных работ в АПК //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №6, 2007. – С. 55 – 56.

115. Христофоров Е.Н. Обеспечение безопасности водителей транспортных средств [Текст]/В.С. Шкрабак, Е.Н. Христофоров и др. //Механизация и электрификация сельского хозяйства. – № 7, 2008. – С. 32 – 33.

116. Христофоров Е.Н. Влияние надежности транспортных средств на безопасность дорожного движения// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №2, 2008. – С. 50 – 51.

117. Христофоров Е.Н. Совершенствование методов анализа ДТП [Текст] /В.С. Шкрабак, Е.Н. Христофоров и др.//Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №.8, 2008. – С. 45 – 46.
118. Христофоров Е.Н. Неисправность тягово-транспортных средств и безопасность дорожного движения. [Текст] /В.С. Шкрабак, Е.Н. Христофоров и др.//Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №.10, 2008. – С. 39 – 42.
119. Шарыпов А.В. Метод диагностирования неравномерности действий тормозов автомобиля // Дисс. канд.техн.наук. – Тюмень, 2004. – 200 с.
120. Шулаев В.Н. Оценка тормозных свойств седельных автопоездов по результатам диагностирования //Дисс. канд. техн. наук. – Волгоград, 2004. – 135 с.
121. Шкрабак В.С., Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е. Теория и практика обеспечения безопасности дорожного движения в АПК//Монография. – Брянск.: изд. БГСХА, 2008. – 282 с.
122. Шештокас В.В., Самойлов Д.С. Конфликтные ситуации и безопасность движения на дорогах в городах. – М.: Транспорт, 1987 – 208 с.
123. Экологическая безопасность автомобильного транспорта: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Научтехлитиздат, 1999. – 208 с.
124. Эксплуатация и безопасность движения автопоездов тяжеловозов / Под ред. А.П. Степанова. – М.: Транспорт, 1998. – 256 с.
125. Электронный стояночный тормоз// Автостроение за рубежом. – №11, 2007. – С. 10 – 12. ит
126. Arthur G., Hodden S.C. Beyond simple measurements: on-board monitor for vehicle prognosis. Research Triangle Park, N. C., 1980. – P. 271 – 280.
127. Gillespng T.D. Front brake interactions with heavy vehicle and handling during braking «SAE Prepr.» S.a., №760025. 16 pp.
128. Compressed - Air Brake Systems. Technical Instruction. – Robert Bosch GmbH. 1985.
129. Weber R., Persch H.G. Seitenkraft Fredneuzung von Luftreifen. – ATZ, 1975. № 2. – S.40 – 46
130. Hofer G. G., Goebels Antiblockiersistem fur Nutzfhrzeuge. – Bosch Terlin/Berlin, 1980. №7. – S. 40 – 49.
131. [http://www. Gibdd.ru/](http://www.Gibdd.ru/)



**Научное издание**

**Монография**

**Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Лавров В.И.**

**КОНСТРУКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ  
АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Редактор: Павлютина И.П.



---

Подписано к печати 18.05.2011

Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага печатная. Усл. печ. л. 11,62.

Тираж 1000 экз. Изд. №1956.

---

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино