

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования

«Кузбасский государственный технический университет
имени Т.Ф. Горбачева»

А.В. Буянкин

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ
(ТЕКСТ ЛЕКЦИЙ)**

Рекомендовано учебно-методической комиссией специальности
190701.01 «Организация перевозок и управление на транспорте
(Автомобильный транспорт)» в качестве электронного издания
для использования в учебном процессе

Кемерово 2012

Рецензенты

В.Л. Жданов, к.т.н., доцент кафедры автомобильных перевозок

Ю.Е. Воронов, д.т.н., профессор, председатель УМК специальности 190701.01 «Организация перевозок и управление на транспорте (Автомобильный транспорт)»

Буянкин Алексей Владимирович. Эксплуатационные свойства автомобилей (Текст лекций) [Электронный ресурс]: для студентов специальности 190701.01 «Организация перевозок и управление на транспорте (Автомобильный транспорт)» / А.В. Буянкин. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); зв.; цв.; 12 см. – Систем. требования: Pentium IV; ОЗУ 8 Мб; Windows 95; (CD-ROM-дисковод); мышь. – Загл. с экрана.

Текст лекций «Эксплуатационные свойства автомобилей» позволяет углубить знания по курсу; способствует закреплению теоретических положений; развивает навыки по их практическому применению, что необходимо для объективной оценки совершенства конструкций автомобилей, правильного выбора типов подвижного состава и их оптимальной эксплуатации в различных условиях.

© КузГТУ

© Буянкин А.В.

ВВЕДЕНИЕ

Разнообразие условий эксплуатации обусловило широкую специализацию автотранспортных средств (АТС), которые отличаются специфическими свойствами, обеспечивающими их использование в конкретных условиях эксплуатации с наибольшей эффективностью.

Инженеру по организации перевозок и управлению на автомобильном транспорте знание свойств различных АТС помогает выбирать те из них, которые наилучшим образом соответствуют характеристикам перевозимого груза и условиям эксплуатации, дает возможность разрабатывать оптимальные методы поддержания в эксплуатации свойств, заложенных при проектировании и производстве (потенциальные свойства), и восстановление их в процессе эксплуатации.

В результате изучения дисциплины студенты должны знать:

- основные направления и перспективы развития автомобильного транспорта;
 - законы движения автомобилей;
 - экспериментальные и теоретические методы оценки и пути улучшения эксплуатационных свойств АТС;
- уметь:
- применять расчетно-аналитические методы определения показателей эксплуатационных свойств;
 - оценивать влияние характеристик и рабочих процессов механизмов и систем на формирование эксплуатационных свойств АТС;
 - оценивать технический уровень автомобилей и прогнозировать их эффективность в заданных условиях эксплуатации.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АТС

Совокупность свойств, определяющих степень пригодности АТС к выполнению его функций, характеризует его качество. Современный автомобиль является сложным, совершенным транспортным средством, эксплуатируется в самых разнообразных условиях, поэтому для оценки его качества используется

большое число свойств.

Автомобиль можно рассматривать как машину и как транспортное средство. Автомобиль как *машина* характеризуется:

- компоновочной схемой, определяющей относительное расположение основных компонентов: двигателя, ведущих колес, пассажирского салона и багажника или кабины и платформы для груза;

- параметрами конструкции, такими, например, как сухая масса автомобиля, база, рабочий объем двигателя, передаточное число главной передачи и другими;

- характеристиками агрегатов и систем автомобиля, представляющими их выходные показатели в виде зависимостей между переменными величинами (скоростная и нагрузочная характеристики двигателя, характеристики гидротрансформатора и другими).

Как *транспортное средство* автомобиль характеризуется эксплуатационными свойствами, которые, характеризуют его приспособленность к эксплуатации, то есть осуществлению транспортного процесса с наибольшей эффективностью (максимальной производительностью и минимальной стоимостью транспортной работы).

Эта группа свойств включает следующие свойства подвижности АТС:

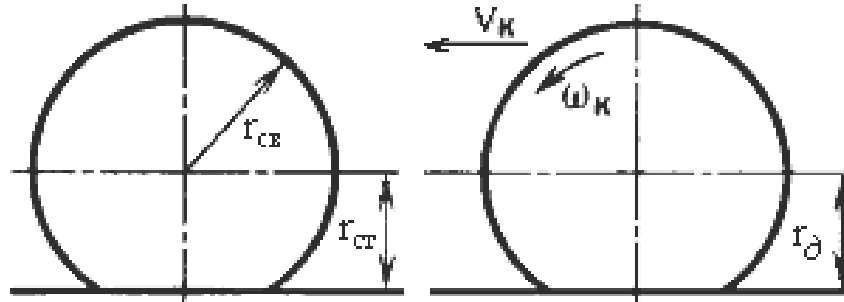
- тягово-скоростные свойства;
- топливную экономичность;
- тормозные свойства;
- управляемость;
- устойчивость;
- проходимость и другие.

Целью изучения эксплуатационных свойств является ознакомление и практическое применение методов оценки требуемой подвижности АТС в заданных дорожных и транспортных условиях с тем, чтобы повысить среднюю скорость, уменьшить расход топлива, обеспечить безопасность движения и экологическую безопасность, создать комфортабельные условия для водителей и пассажиров.

1. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

1.1. Радиусы эластичного колеса

У эластичного колеса различают четыре вида радиусов:



Свободный радиус $r_{св}$ – расстояние от оси неподвижного и ненагруженного колеса до наиболее удаленной части беговой дорожки.

Статический радиус $r_{ст}$ – расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности.

Статический радиус указывается в соответствующих стандартах. Этот радиус можно приближенно определить по цифрам обозначения шин:

$$r_{ст} = 0,5 d + \Delta \lambda_z B,$$

где λ_z – коэффициент вертикальной деформации ($\lambda_z = 0,8 - 0,85$ – для радиальных шин легковых автомобилей; $\lambda_z = 0,85 - 0,90$ – для остальных шин).

Динамический радиус $r_д$ – расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности.

Радиус качения (кинематический) $r_к$ – расстояние от центра колеса до его мгновенного центра вращения.

Данный радиус может быть приближенно определен по формуле:

$$r_к = V_K / \omega_K,$$

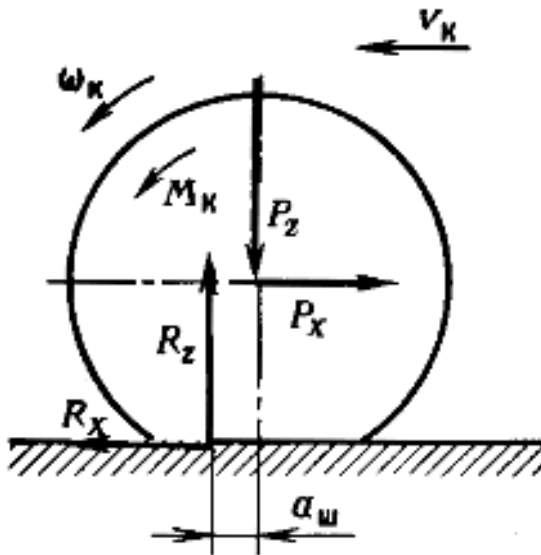
где V_K – поступательная скорость центра колеса, м/с; ω_K – угловая скорость вращения колеса, c^{-1} .

Радиус качения является условной величиной и непосредственно не связан с размерами колеса. При полном буксовании $r_к = 0$, а при полном скольжении (блокировании) колеса $r_к \rightarrow \infty$.

При качении колеса с небольшой скоростью по твердой опорной поверхности можно считать $r_{cm} \approx r_{\partial} \approx r_k$.

1.2. Динамика эластичного колеса

Схема сил и моментов, приложенных к ведущему колесу при его прямолинейном равномерном движении по недеформируемой опорной поверхности (дороге), показана на рисунке.



Со стороны АТС на колесо действуют силы P_x , P_z и момент M_k .

Сила P_x – продольная сила, параллельная опорной поверхности. Её направление зависит от режима движения колеса.

Сила P_z – вертикальная (нормальная) нагрузка на колесо, направлена вниз перпендикулярно плоскости дороги.

Момент M_k подводится от двигателя через трансмиссию.

Со стороны дороги на колесо действуют реакции R_x , R_z .

Нормальная реакция опорной поверхности R_z направлена вверх перпендикулярно плоскости дороги, а точка ее приложения смещена вперед на величину $a_{ш}$ относительно центра пятна контакта.

Продольная реакция R_x расположена в плоскости дороги, и её направление зависит от режима движения колеса.

При действии боковых сил P_y появятся боковые реакции R_y .

Силы и моменты считаются положительными, если их направление совпадает с направлением движения колеса. В противном случае они являются отрицательными.

Выразив продольную реакцию из уравнения моментов относительно оси вращения колеса, получим:

$$R_x = M_k / r_{\partial} - R_z \cdot a_{ш} / r_{\partial} - I_k / r_{\partial} \cdot d\omega_k / dt,$$

где I_k – момент инерции колеса относительно оси вращения.

В данном уравнении:

$P_{m0} = M_k / r_{\partial}$ – полная тяговая сила колеса;

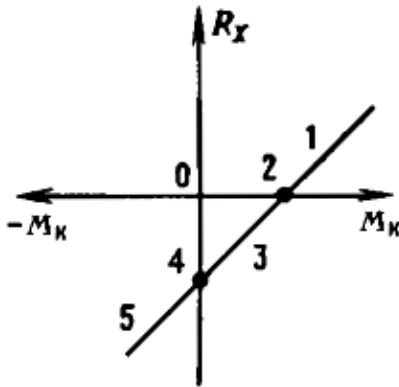
$f_c = a_{ш} / r_{\partial}$ – силовая составляющая коэффициента сопротивления качению;

$P_f = R_z f_c$ – сила сопротивления качению.

Таким образом, уравнение силового баланса колеса можно записать в виде:

$$R_x = P_{m0} - P_f - I_k / r_{\partial} r_k \cdot j_a,$$

где j_a – ускорение колеса (и всего АТС).



1.3. Режимы движения колеса

Колеса АТС могут работать в пяти различных режимах:

- ведущий режим (участок 1);
- свободный (точка 2);
- нейтральный (участок 3);
- ведомый (точка 4);
- тормозной (участок 5).

1.4. Коэффициент сопротивления качению

Колесо преобразует вращательное движение в поступательное и при этом происходят потери мощности. Количественной мерой потерь является коэффициент сопротивления качению f .

Физический смысл коэффициента сопротивления качению – это мощность в Ваттах, теряемая при качении колеса, нагруженного вертикальной силой в 1 Ньютон при скорости 1 м/с.

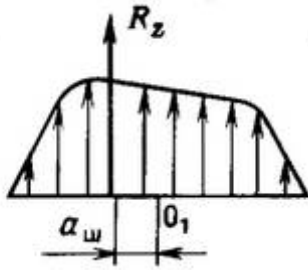
$$f = f_c + f_k = a_{ш} / r_{\partial} + M_k (r_{\partial} - r_k) / R_z r_{\partial} r_k.$$

где $f_c = a_{ш} / r_{\partial}$ – силовая составляющая коэффициента сопротивления качению, характеризующая потери мощности из-за смещения нормальной реакции вперед на величину $a_{ш}$ относительно центра пятна контакта;

$f_k = M_k (r_{\partial} - r_k) / R_z r_{\partial} r_k$ – кинематическая составляющая, характеризующая потери, связанные с уменьшением радиуса качения при увеличении передаваемого крутящего момента.

Поскольку на практике величину коэффициента сопротивления качению определяют у ведомого колеса, к которому момент не подводится, можно считать $f = f_c$.

Снос нормальной реакции R_z на величину $a_{ш}$ вызван тем, что при деформации шины имеют место гистерезисные потери (внут-



ренное трение в материале шины). В результате эпюра нормальных реакций оказывается несимметричной относительно центра O_1 , а равнодействующая R_z – смещенной вперед на величину a_w .

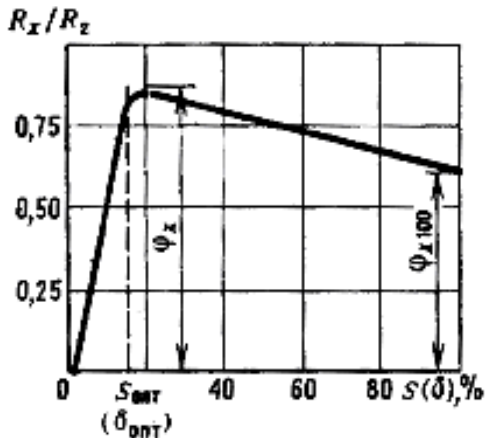
При качении жесткого колеса по деформируемой дороге снос нормальной реакции a_d обусловлен невозстановливаемой деформацией опорной поверхности (остается колея). Поэтому условно снос нормальной реакции можно представить в виде двух составляющих:

$$a = a_w + a_d.$$

Коэффициент сопротивления качению зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов: режима движения колеса; параметров шины (материала, конструкции и состояния); типа и состояния дорожного покрытия; внутреннего давления воздуха в шине; нагрузки на колесо; скорости движения и др.

Часть факторов способствует увеличению коэффициента сопротивления качению, часть – его снижению.

1.5. Коэффициент сцепления



Многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что зависимость коэффициента продольной силы колеса (R_x/R_z) от относительного скольжения (S) или буксования (δ) имеет вид, показанный на рисунке.

Отношение $\varphi_x = R_{x \max} / R_z$ называется продольным коэффициентом сцепления.

Коэффициент сцепления зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов: величины скольжения (буксования); параметров шины (материала, конструкции и состояния); типа и состояния дорожного покрытия; внутреннего давления воздуха в шине; нагрузки на колесо; скорости движения и др.

Часть факторов способствует увеличению коэффициента сцепления, часть – его снижению.

2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АТС

Тягово-скоростными называют свойства АТС, определяющие возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона на тяговом режиме в различных дорожных и нагрузочных условиях. Тяговым принято считать режим, при котором от двигателя к ведущим колесам подводится мощность, достаточная для преодоления сопротивлений движению.

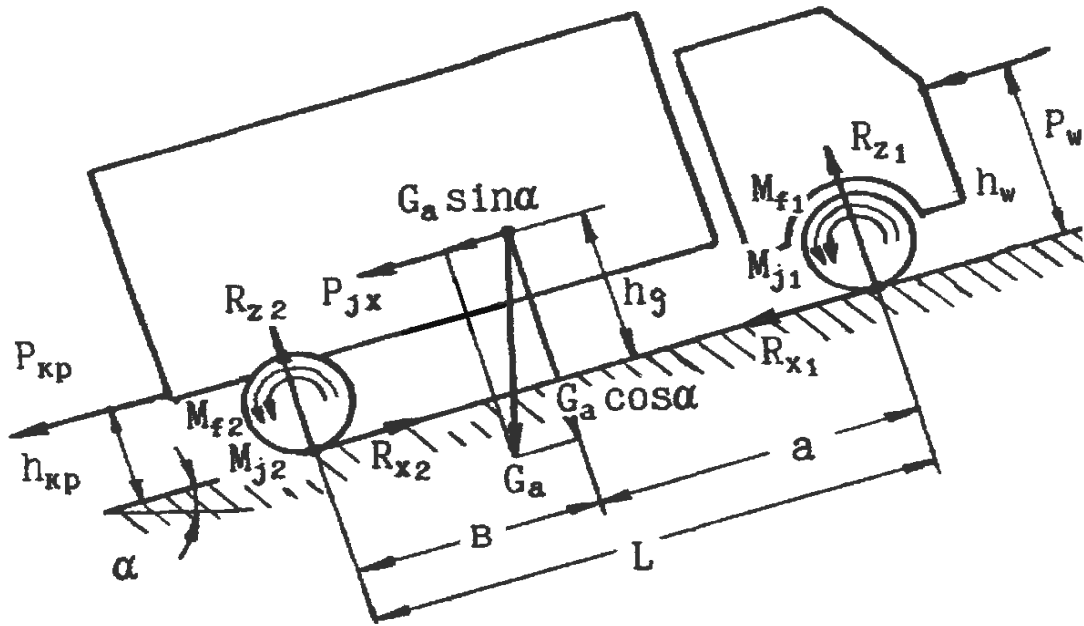
Для сравнительной оценки тягово-скоростных свойств наиболее употребительными и достаточными являются следующие *показатели*:

- максимальная скорость;
- условная максимальная скорость;
- время разгона на пути 400 и 1000 м;
- время разгона до заданной скорости;
- скоростная характеристика – «разгон-выбег»;
- скоростная характеристика разгона на высшей передаче;
- топливно-скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем;
- минимальная устойчивая скорость на высшей передаче;
- максимальный преодолеваемый подъем;
- установившаяся скорость на затяжных подъемах;
- ускорения при разгоне;
- сила тяги на крюке;
- длина динамически преодолеваемого подъема.

Приведенные выше оценочные параметры (характеристики) могут быть получены как экспериментально, так и расчетным способом.

2.1. Силы и моменты, действующие на АТС

Схема сил, действующих на автомобиль с прицепом, движущимся ускоренно, прямолинейно на подъем, характеризуемый углом α , показана на рисунке.



Все силы, действующие на АТС, можно разделить на следующие группы:

- силы веса;
- силы взаимодействия колес с дорогой;
- силы взаимодействия АТС с воздухом;
- силы взаимодействия между звеньями АТС.

К первой группе сил относится полный вес АТС:

$$G_a = M_a g.$$

где M_a – полная масса АТС, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Полный вес приложен в центре масс, положение которого по длине АТС характеризуется координатами a и b , по высоте – h_g .

Силу веса можно представить в виде двух составляющих: нормальной – $G_a \cos \alpha$ и параллельной дороге – $G_a \sin \alpha$.

Ко второй группе сил относятся продольные реакции ведомых R_{x1} и ведущих R_{x2} колес, нормальные реакции опорной поверхности на колеса R_{z1} и R_{z2} . Кроме того, на колеса действуют моменты сопротивления качению M_{f1} и M_{f2} .

Сила взаимодействия АТС с воздухом P_w приложена в центре парусности на высоте h_w .

Сила взаимодействия с прицепом $P_{кр}$ приложена на высоте расположения буксирно-сцепного устройства (крюка) $h_{кр}$.

Поскольку АТС движется с ускорением, в центре масс приложена продольная сила инерции P_{jx} , а на колеса действуют инер-

ционные моменты M_{j1} и M_{j2} , направленные в сторону M_{f1} и M_{f2} .

Одни из этих сил направлены по движению АТС и называются движущими; другие – против движения и называются силами сопротивления движению. Если какие-то из сил сопротивления в конкретных условиях окажутся направленными по движению, то их считают отрицательными силами сопротивления.

2.2. Силы сопротивления движению

Силы сопротивления движению разделяют соответственно причинам, вызывающим их возникновение.

Силой сопротивления качению колес называют сумму произведений нормальных реакций, действующих на колеса, на силовые составляющие коэффициента сопротивления качению колес:

$$P_f = \sum_{i=1}^n R_{zi} f_{ci}$$

где f_{ci} - коэффициент сопротивления качению i -го колеса, на которое действует нормальная реакция R_{zi} ; n - число колес АТС.

Если автомобиль движется по ровной дороге, то $\sum R_{zi} = G_a \cos \alpha$ и тогда:

$$P_f = G_a f \cos \alpha,$$

где f – осредненный коэффициент сопротивления качению с учетом дополнительных сил сопротивления движению.

Силой сопротивления подъему называют составляющую силы тяжести, параллельную плоскости дороги:

$$P_\alpha = G_a \sin \alpha.$$

Сила общего дорожного сопротивления определяется суммой сил сопротивления качению и сопротивления подъему:

$$P_\psi = P_f \pm P_\alpha = G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) = G_a \psi,$$

где ψ - коэффициент общего дорожного сопротивления.

При небольших углах (до 10°) $\cos \alpha \approx 1$; $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$, где i – продольный уклон дороги и тогда:

$$\psi = (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) = f \pm i.$$

Знак силы P_α определяется знаком α (или i), который считается положительным на подъеме, то есть эта сила может быть как положительной, так и отрицательной. Понятно, что на горизон-

тальной дороге $\psi = f$.

На автомобиль, как и на всякое тело, движущееся в воздушной среде или обтекаемое воздушным потоком, действуют аэродинамические силы, различные по величине и направлению в каждой точке автомобиля. Для упрощения совокупность элементарных сил заменяют равнодействующей силой, называемой полной аэродинамической силой, и равнодействующим моментом, называемым полным аэродинамическим моментом.

При изучении движения автомобиля действующие на него полную аэродинамическую силу и полный аэродинамический момент разлагают по осям координатной системы.

Сила лобового сопротивления – это проекция полной аэродинамической силы на продольную ось АТС:

$$P_W = 0,5 c_x \rho_v F V_a^2,$$

где c_x – коэффициент лобового сопротивления; ρ_v – плотность воздуха (при нормальных условиях на уровне моря $\rho_v = 1,225 \text{ г/м}^3$); F – лобовая площадь АТС, м^2 ; V_a – относительная скорость движения АТС, м/с .

Произведение $K = 0,5 c_x \rho_v = 0,61 c_x$ называют коэффициентом обтекаемости.

Физический смысл коэффициента обтекаемости – это сила сопротивления воздуха, действующая на 1 м^2 лобовой площади АТС при относительной скорости 1 м/с .

Произведение $W = K F$ называют фактором обтекаемости.

Тогда сила сопротивления воздуха, при угле и скорости натекания воздуха, равных нулю, будет равна:

$$P_W = W V_a^2.$$

Сила сопротивления воздуха может быть представлена в виде следующих составляющих:

- сопротивление формы (50 – 60% от общего сопротивления), обусловлено разностью между повышенным фронтальным давлением, возникающим перед АТС и пониженным давлением, вызванным завихрениями позади него. Эта составляющая зависит от формы кузова (капот, крылья, ветровое стекло, крыша, боковые стекла и стенки, багажник);

- внутреннее сопротивление (10 – 15%), создается потоками воздуха, проходящими внутри АТС для вентиляции, обогрева,

охлаждения двигателя;

- сопротивление поверхностного трения (5 – 10%), вызывается трением пограничного слоя воздуха о поверхность кузова. Эта составляющая зависит от размера и шероховатости этой поверхности;

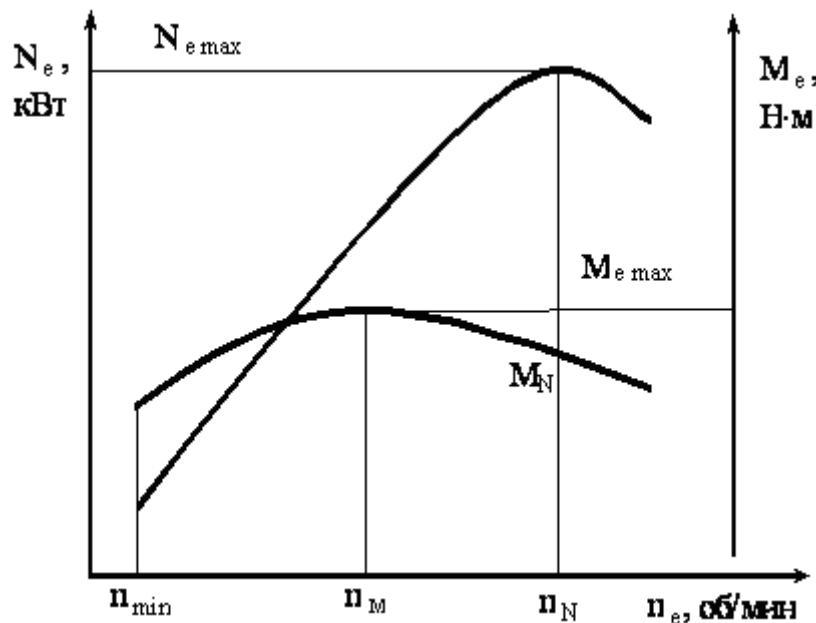
- индуктируемое сопротивление (5 – 10%), определяется взаимодействием сил, действующих в направлении продольной и поперечной осей АТС (подъемной и боковой сил);

- дополнительное сопротивление (около 15%), создается выступающими за контур кузова частями: зеркалами, фарами, указателями поворота, ручками, номерными знаками.

2.3. Скоростные характеристики двигателя

Скоростная характеристика двигателя – графическая зависимость эффективной мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала.

Различают *внешнюю* (при полной подаче топлива) и *частичные* скоростные характеристики.



Для сравнительной оценки различных двигателей и, следовательно, тяговой динамики АТС, используют коэффициенты приспособляемости:

- по моменту — $K_m = M_{e\max} / M_N$, характеризующий способность двигателя автоматически приспособляться к изменению

внешней нагрузки (к изменению условий движения);

- по частоте – $K_n = n_N / n_M$, характеризующий диапазон устойчивой работы двигателя.

Скоростные характеристики двигателя могут быть получены как экспериментально, так и аналитическим способом.

При получении скоростных характеристик на стенде часть оборудования двигателя снимается, а часть работает в нехарактерных для себя условиях, поэтому реальная мощность установленного на АТС двигателя:

$$N_{e\max} = N_{ст.\max} k_p,$$

где $N_{ст.\max}$ – стендовая мощность двигателя (по технической характеристике АТС), k_p – коэффициент коррекции ($k_p = 0,85 - 0,95$).

Для расчетов тяговых свойств (особенно с применением ЭВМ) удобнее пользоваться не графическими зависимостями, а аналитическими.

Имеется ряд эмпирических формул, из которых наиболее употребительна формула, предложенная С.Р. Лейдерманом.

Согласно этой формуле, текущее значение мощности, соответствующей определенной частоте n_e , можно определить как:

$$N_e = N_{e\max} (a n_e / n_N + b n_e^2 / n_N^2 - c n_e^3 / n_N^3),$$

где a, b, c – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя; при этом $a + b - c = 1,0$.

Текущее значение крутящего момента:

$$M_e = 9550 N_e / n_e.$$

2.4. Коэффициент полезного действия трансмиссии

При передаче мощности от двигателя к ведущим колесам часть её теряется (превращается в тепловую энергию) в трансмиссии в результате механического трения и перемешивания масла.

Для характеристики этих потерь используют коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии:

$$\eta_{тр} = N_{кол} / (N_{кол} + N_{тр}),$$

где $N_{кол}$ – мощность на колесах АТС; $N_{тр}$ – мощность потерь.

КПД трансмиссии в основном зависит от числа, конструкции и технического состояния агрегатов трансмиссии; характеристик применяемых масел и смазок; передаваемой через трансмис-

сию мощности; скорости движения автомобиля.

2.5. Уравнение движения АТС (уравнение тягового баланса)

Динамическое равновесие продольных сил, действующих на одиночный автомобиль:

$$R_{x2} = R_{x1} + P_w + P_a + P_{jx}.$$

После преобразований получим:

$$P_m - P_w - P_a - P_f = P_j,$$

где P_j – сила сопротивления разгону (приведенная сила инерции):

$$P_j = M_a \delta_j dV_a / dt,$$

где δ_j – коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta_j = 1 + \delta_1 i_k^2 + \delta_2,$$

Коэффициент δ_1 учитывает инерцию вращающихся масс двигателя и сцепления, δ_2 учитывает инерцию колес.

Для одиночных автомобилей – $\delta_1 = \delta_2 = 0,04$.

Коэффициент учета вращающихся масс показывает, во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением как поступательно движущейся массы АТС, так и его вращающихся масс, больше силы, необходимой для разгона только поступательно движущейся массы.

Таким образом, уравнение движения АТС (уравнение тягового баланса) можно записать как:

$$P_m = P_w + P_\psi + P_j.$$

В развернутом виде:

$$M_e i_k i_o \eta_{mp} / r_\partial = W V_a^2 + G_a \psi + M_a \delta_j dV_a / dt,$$

то есть сила тяги на ведущих колесах АТС в любой момент времени равна сумме сил сопротивления движению.

2.6. Мощностной баланс АТС

Умножив обе части уравнения тягового баланса на $V_a / 1000$, после преобразований получим:

$$N_e \eta r_k / r_\partial = N_w + N_\psi + N_j,$$

где $N_e \eta r_k / r_\partial$ – тяговая мощность, кВт; N_w – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; N_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление общего дорожного сопротивления, кВт; N_j – мощность, затрачиваемая на преодоление со-

противления разгону (запас мощности), кВт.

Если принять $r_k \approx r_d$, то уравнение мощностного баланса запишется в виде:

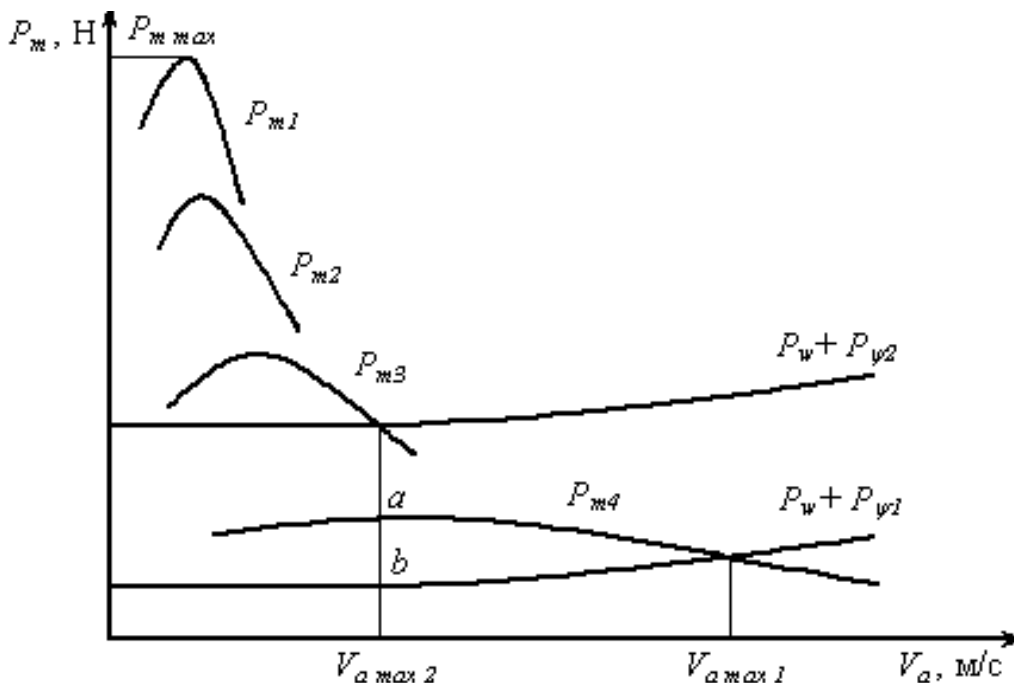
$$N_e = (N_w + N_\psi + N_j) / \eta_{\text{тр.}}$$

Запас мощности N_j , так же как и запас силы тяги P_j , может использоваться для разгона АТС с заданным ускорением в данных дорожных условиях; либо для преодоления увеличенной силы сопротивления при движении с той же скоростью (например, в результате увеличения угла подъема дороги или увеличения массы перевозимого груза).

2.7. Графический метод решения уравнений тягового и мощностного балансов

Достоинством графических методов является высокая их наглядность.

Графическая зависимость силы тяги на ведущих колесах АТС от скорости движения называется *тяговой характеристикой*. Если на этом же графике нанести кривые сил сопротивления движению, получим *тяговую диаграмму*.



Автомобиль имеет механическую четырехступенчатую коробку передач, и сила тяги на колесах у него изменяется при изменении передаточного числа коробки передач.

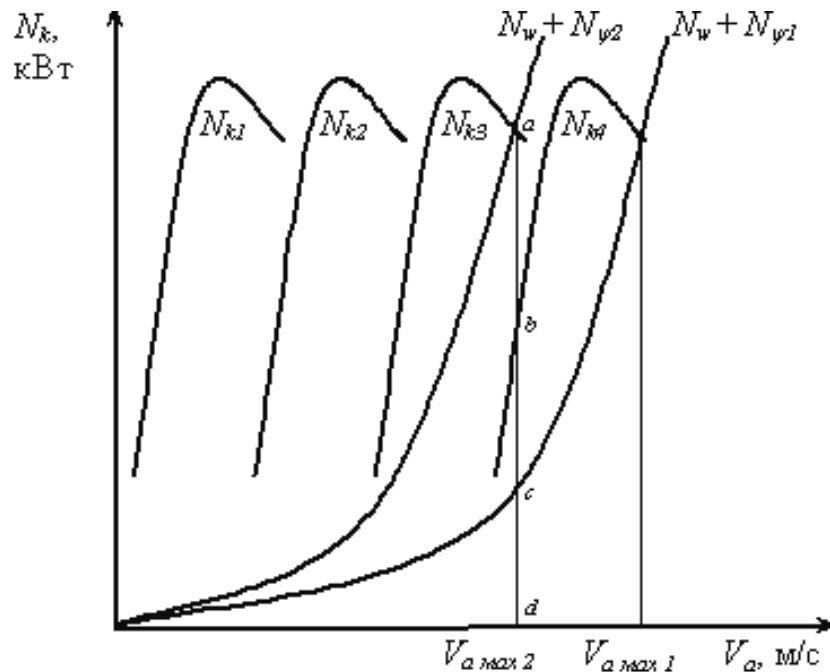
Если автомобиль движется в дорожных условиях, ха-

рактируемых коэффициентом общего дорожного сопротивления ψ_1 , то по мере увеличения скорости суммарная сила сопротивления – $(P_{\psi 1} + P_w)$ – растет.

При движении на четвертой передаче со скоростью $V_{a \max 2}$ отрезок ab на графике представляет собой третью составляющую тягового баланса – силу инерции или запас силы тяги P_{j4} . Эта сила используется для разгона, и когда она становится равной нулю, АТС движется равномерно с максимальной скоростью $V_{a \max 1}$. Чтобы двигаться равномерно в этих условиях со скоростью $V_{a \max 2}$, необходимо уменьшить подачу топлива в двигатель так, чтобы снизившаяся кривая P_{m4} пересекла кривую $(P_{\psi 1} + P_w)$ в точке a . При этом запас силы тяги $P_{j4} = 0$.

При ухудшении дорожных условий ($\psi_2 > \psi_1$) суммарная кривая $(P_{\psi 1} + P_w)$ на графике проходит выше кривой силы тяги на четвертой передаче, поэтому движение возможно только на третьей, при этом снижается и максимальная скорость движения ($V_{a \max 2} < V_{a \max 1}$).

Графическая зависимость мощности на колесах АТС от скорости движения называется *мощностной характеристикой*. Если на этом же графике нанести кривые мощностей сопротивления движению, получим *мощностную диаграмму*.



При движении на четвертой передаче со скоростью $V_{a \max 2}$ отрезок bc на графике количественно определяет запас мощности N_{j4} .

При наличии запаса АТС разгоняется, и когда он становится равным нулю, движение осуществляется с максимальной для данных дорожных условий (ψ_1) скоростью. В дорожных условиях, характеризуемых коэффициентом ψ_2 , скорость $V_{a\ max2}$.

Следует заметить, что с этой скоростью при дорожном сопротивлении ψ_1 можно двигаться и на четвертой, и на третьей передаче.

При этом изменится *степень использования мощности двигателя* – отношение мощности, необходимой для равномерного движения в заданных дорожных условиях, к мощности двигателя по внешней скоростной характеристике на данном скоростном режиме:

$$I = (N_\psi + N_w) / N_e^o \eta_{mp},$$

где N_e^o – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике при частоте n_e^o , соответствующей заданной скорости, кВт.

На графике мощностного баланса степень использования мощности двигателя при скорости $V_{a\ max2}$ на четвертой передаче представляет отношение отрезка cd к отрезку bd , а на третьей передаче отношение cd к ad . Таким образом, использование третьей передачи в этих условиях уменьшает степень использования мощности двигателя.

2.8. Динамический фактор АТС

В уравнении тягового баланса все члены, кроме силы сопротивления воздуха, зависят от массы АТС. Разность силы тяги и силы сопротивления воздуха называют свободной силой тяги. Если два автомобиля, имеющих различную массу, развивают одинаковую свободную силу тяги, то очевидно, что тяговые свойства будут выше у более легкого АТС.

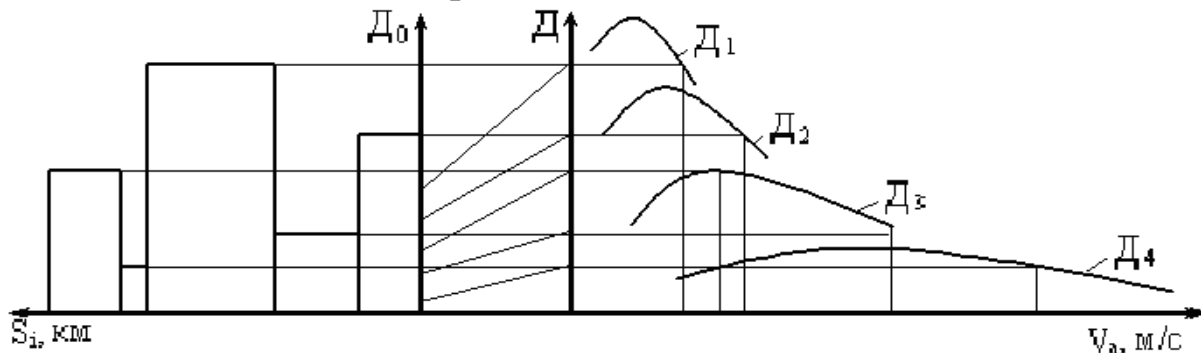
В таких ситуациях использование тяговых характеристик может привести к недостоверным результатам. Наиболее предпочтительно пользоваться удельной свободной силой тяги – динамическим фактором:

$$D = (P_m - P_w) / G_a = (P_\psi + P_j) / G_a = \psi + \delta_j / g \cdot dV_a / dt.$$

Максимальный динамический фактор на низшей передаче при равномерном движении со скоростью определяет максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое АТС:

$D_{max} = \psi_{max}$. При этом, поскольку $\psi_{max} = f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}$, зная коэффициент сопротивления качению f , можно определить максимальный угол подъема α_{max} , который может преодолеть АТС при равномерном движении.

Графическая зависимость динамического фактора от скорости движения называется *динамической характеристикой*. Если на этом графике нанести кривые коэффициента общего дорожного сопротивления, получим *динамическую диаграмму*. Если на динамической диаграмме изобразить номограмму нагрузок, получим *динамический паспорт*.



По динамическому паспорту также можно судить об уровне тягово-скоростных свойств АТС и использовать его, в частности, для определения скоростей движения в заданных дорожных и нагрузочных условиях.

2.9. Приемистость АТС

Приемистость — это способность АТС быстро увеличивать скорость движения (разгоняться). *Оценочными параметрами* этого свойства являются максимально возможные ускорения при разгоне, время и путь разгона в заданном интервале изменения скорости движения.

Из уравнения динамического фактора:

$$j_a = dV_a / dt = (D - \psi) g / \delta_j.$$

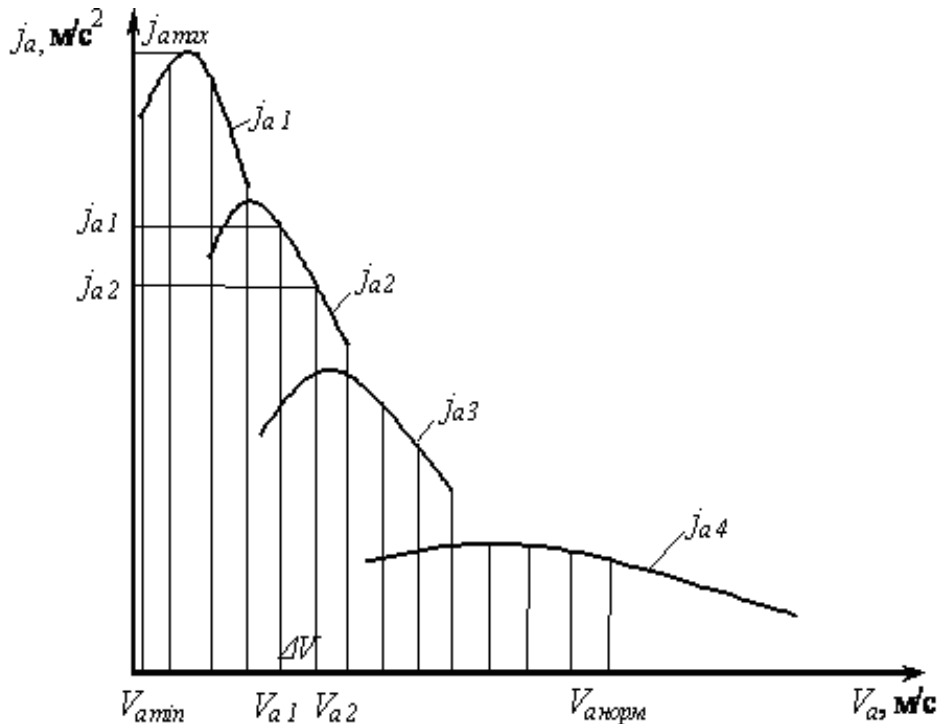
Ускорение при оценке приемистости АТС не является наглядным примером, поскольку у различных автомобилей могут отличаться не только ускорения на каждой передаче, но и характер зависимости ускорения от скорости, а также число ступеней трансмиссии.

Этого недостатка лишены время и путь разгона в заданном интервале скоростей. Данные параметры наиболее достоверно

определяются экспериментальным путем. Для теоретического их определения предложено несколько расчетных, как правило, графоаналитических методов.

Суть графоаналитических методов, предложенных Е.А. Чудаковым и Н.А. Яковлевым, заключается в следующем:

После построения графика ускорений расчетный интервал изменения скорости от $V_{a \min}$ до $V_{a \text{ норм}}$ разбивается на элементарные участки ΔV , для каждого из которых скорость и ускорение считают постоянным и равным среднему значению.



Для каждого элементарного участка определяют время и путь разгона, после чего суммированием (с учетом переключения передач) находят полное время и путь разгона в заданном интервале изменения скорости.

3. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АТС

Топливной экономичностью называют совокупность свойств, определяющих расход топлива при выполнении АТС транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Согласно ГОСТ 20306-90, устанавливаются следующие *оценочные параметры и характеристики* топливной экономичности:

- контрольный расход топлива;
- расход топлива в магистральном цикле на дороге;
- расход топлива в городском цикле на дороге;
- расход топлива в городском цикле на стенде;
- топливная характеристика установившегося движения;
- топливно-скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем.

Эти параметры не имеют нормированных значений и используются при сравнительных оценках уровня топливной экономичности различных АТС-аналогов и косвенной оценки технического состояния.

Топливная экономичность АТС в значительной степени определяется расходом топлива установленного на нем двигателя.

Основным показателем топливной экономичности двигателя является *удельный расход топлива двигателем* (г/кВт·ч):

$$g_e = 1000 G_m / N_e,$$

где G_T – часовой расход топлива двигателя, кг/ч.

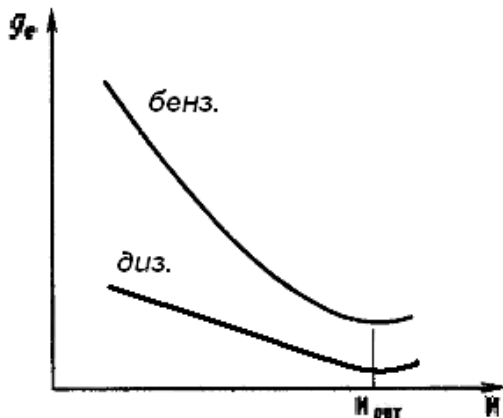
Удельный расход топлива двигателем не может служить для характеристики расхода топлива АТС, так как он оценивает экономичность двигателя вне связи с условиями его использования на конкретном автомобиле.

В связи с этим основным параметром топливной экономичности АТС в нашей стране и большинстве европейских стран является *линейный (путевой) расход топлива автомобилем* (л/100 км):

$$Q_s = 100 G_m / (3,6 V_a \rho_m),$$

где ρ_m – плотность топлива, кг/л.

Для каждого автотранспортного средства устанавливается государственная норма путевого расхода топлива. Эти нормы



указываются в технических характеристиках АТС и в справочных материалах.

Для расчета путевого расхода топлива удобно использовать график зависимости удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя.

Для оценки эффективности ис-

пользования топлива при выполнении транспортной работы используют *удельный расход топлива АТС* – расход на единицу транспортной работы (г/ткм, г/пасс·км):

$$Q_w = (1000 Q_m \rho_m) / W_m,$$

где Q_m – фактическое количество израсходованного топлива за определенный промежуток времени, л; W_m – транспортная работа, ткм (пасс·км).

Используя уравнение удельного расхода топлива двигателем и уравнения тягового и мощностного балансов АТС, формулу линейного (путевого) расхода топлива АТС после преобразований можно записать в следующем виде:

$$Q_s = [g_e / (36000 \eta_{mp} \rho_m)] [W V_a^2 + G_a \psi + M_a \delta_j (dV_a / dt)].$$

Данную формулу называют *уравнением расхода топлива*.

Пользуясь этим уравнением, можно определить расход топлива для любых заданных условий движения, если известна зависимость удельного расхода топлива двигателя от частоты вращения коленчатого вала и мощности. Как правило, при расчетах используют приближенные эмпирические зависимости, дающие достаточно достоверные для эксплуатационных целей результаты.

Из уравнения расхода топлива видно также и влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов на топливную экономичность АТС.

4. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АТС

Торможение – это процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению АТС для снижения скорости движения и удержания его на месте.

В виду большого значения свойств, определяющих безопасность движения автомобиля, их регламентация является предметом ряда международных документов. Тормозные свойства регламентированы Правилами №13 Комитета по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных наций (ЕЭК ООН). В соответствии с этими правилами разрабатываются национальные стандарты.

Тормозные свойства автомобилей, находящихся в эксплуатации, в нашей стране регламентированы ГОСТ Р 51709-2001.

Оценочными параметрами рабочей тормозной системы являются установившееся замедление и минимальный тормозной путь с заданной начальной скорости при приложении к тормозной педали нормированного усилия. Эффективность действия запасной тормозной системы оценивается теми же оценочными параметрами, отличаясь только требуемыми величинами.

Оценочным параметром стояночной тормозной системы является величина удельной тормозной силы, развиваемой тормозными механизмами этой системы при приложении нормированного усилия на органе управления стояночными тормозами. Стояночная тормозная система должна обеспечивать удержание автотранспортного средства неопределенное время и в отсутствие водителя.

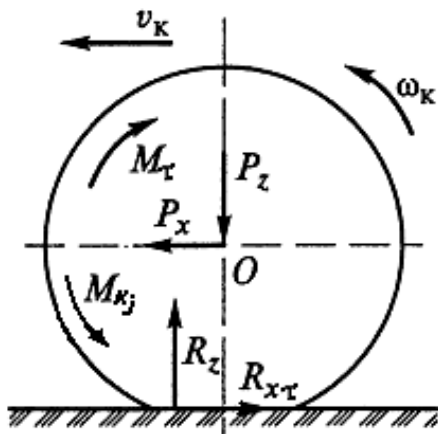
Вспомогательная тормозная система, за исключением моторного замедлителя, при проверках в дорожных условиях в диапазоне скоростей 30 ± 5 км/ч должна обеспечивать необходимое установившееся замедление.

Торможение, целью которого является максимально быстрая остановка, называется *экстренным*. Торможение, совершаемое с целью предотвращения ДТП, называют *аварийным*. Плавное торможение с небольшим замедлением называют *служебным*. Если конечная скорость при торможении равна нулю, торможение называют *полным*, если нет – *частичным*.

4.1. Тормозная сила

Для обеспечения высокой эффективности торможения все колеса АТС, как правило, работают в тормозном режиме.

Тормозной режим – режим, при котором к колесу подводится тормозной момент.



На колесо в этом случае действуют тормозной момент M_τ , момент сопротивления качению $M_f = R_z a_{ш}$, инерционный момент M_{kj} .

Отрицательная продольная реакция

$$R_{x\tau} = (M_\tau + M_f + M_{kj}) / r_d$$

является внешней по отношению к

колесу силой, управляемой в некоторых пределах водителем и представляет собой тормозную силу.

При экстренном торможении тормозная сила равна силе сцепления колеса с дорогой:

$$R_{x\tau \max} = R_z \varphi_x.$$

Тогда для всего АТС можно записать:

$$\Sigma P_{\tau \max} \approx \Sigma M_{\tau} / r_{\delta} = \Sigma R_z \varphi_x = G_a \varphi_x \cos \alpha,$$

где ΣM_{τ} – суммарный тормозной момент на всех колесах.

При этом предполагается, что при экстренном торможении колеса заблокированы ($\Sigma M_{\tau} = \Sigma M_{kj} = 0$), сила сопротивления воздуха мала и ей можно пренебречь.

При таком торможении важно, чтобы силы P_{τ} достигали максимальных значений всех колесах одновременно, что позволит сохранить устойчивость АТС при торможении и полностью использовать силы сцепления.

С учетом принятых допущений при экстренном торможении на горизонтальной дороге максимальная тормозная сила АТС:

$$\Sigma P_{\tau \max} = (R_{z1} + R_{z2}) \varphi = M_a g \varphi_x = M_a j_{\tau \max},$$

где $j_{\tau \max}$ – максимальное установившееся замедление при экстренном торможении, м/с².

Оптимальное распределение тормозных сил между мостами при одновременном достижении одинаковой степени скольжения правых и левых колес и при $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_x$ будет равно:

$$P_{\tau 1 \max} / P_{\tau 2 \max} = (b + \varphi_x h_g) / (a - \varphi_x h_g).$$

Величины a , b , h_g и φ_x в процессе эксплуатации АТС изменяются, поэтому распределение тормозных сил на передних и задних колесах не должно оставаться постоянным. С целью снижения потерь эффективности торможения, а также улучшения управляемости и устойчивости у многих современных автомобилей предусматривается регулирование распределения тормозных сил с помощью регуляторов или применения АБС.

4.2. Уравнение тормозного баланса

Если записать уравнение динамического равновесия продольных сил для тормозящего одиночного автомобиля (все реакции R_x отрицательны, а сила P_{jx} положительна), то оно будет иметь вид:

$$P_{jx} = \Sigma P_{x\tau} + P_w + P_\alpha.$$

После преобразований получим *уравнение тормозного баланса*:

$$P_{j\tau} = P_{\partial\tau} + P_\tau + P_w + P_\psi,$$

где $P_{j\tau}$ – приведенная сила инерции при торможении, $P_{\partial\tau}$ – тормозная сила двигателя, P_τ – тормозная сила АТС.

В развернутом виде:

$$M_a \delta_{j\tau} j_\tau = M_{\partial\tau} i_k i_o / r_\partial \eta_{mp\tau} + \Sigma M_\tau / r_\partial + W V_a^2 + G_a \psi,$$

где $\delta_{j\tau}$ – коэффициент учета вращающихся масс при торможении, $M_{\partial\tau}$ – тормозной момент двигателя; $\eta_{mp\tau}$ – КПД трансмиссии в тормозном режиме (приблизительно на 10% меньше, чем в тяговом).

$$\delta_{j\tau} = 1 + \delta_{1\tau} i_k^2 + \delta_{2\tau}$$

где $\delta_{1\tau} = 0,06$, $\delta_{2\tau} = 0,04$.

Способы колесного торможения:

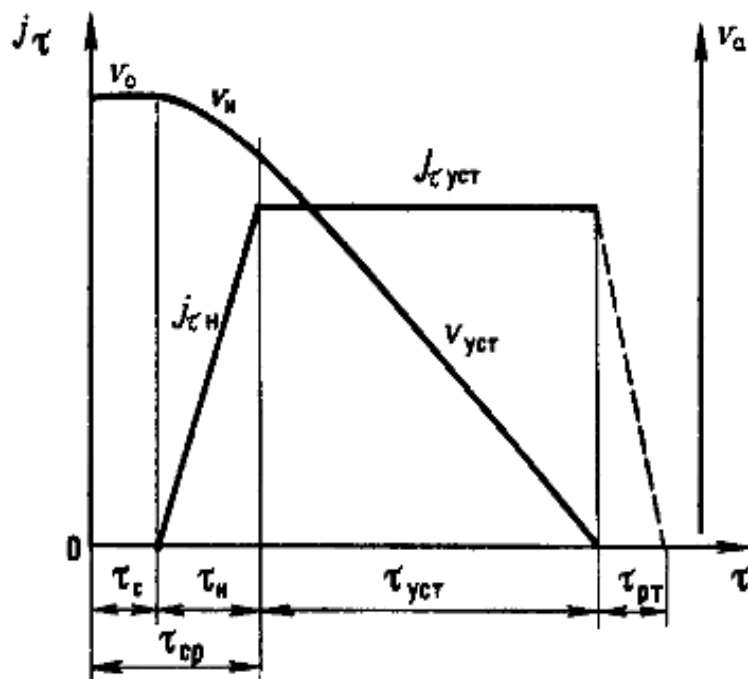
- торможение двигателем;
- торможение с неотсоединенным двигателем;
- торможение с отсоединенным двигателем.

4.3. Тормозная диаграмма

Тормозная диаграмма – графическая зависимость замедления АТС от времени. На этом же графике для наглядности часто наносят зависимость изменения скорости от времени.

Время реакции водителя τ_p – время от момента обнаружения опасности до момента нажатия на тормозную педаль. Это время зависит от психофизиологического состояния водителя, его возраста, квалификации, степени утомленности, дорожной обстановки и других факторов.

Время запаздывания срабатывания тормозного привода τ_c – время от момента нажатия на тормозную педаль до момента соприкосновения фрикционных элементов в тормозных механизмах. Величина времени запаздывания срабатывания зависит от типа тормозного привода и тормозных механизмов, а также их технического состояния.



Время нарастания замедления τ_H – время от момента соприкосновения фрикционных элементов в тормозных механизмах до момента достижения установившегося замедления. Величина времени нарастания замедления зависит от типа автотранспортного средства, состояния опорной поверхности, дорожной ситуации, квалификации и состояния водителя, а также состояния рабочей тормозной системы.

Переменное значение замедления на участке τ_H условно заменяют средним и считают установившимся $j_{\tau \text{ уст}}$, взяв за начало отсчета момент прекращения увеличения усилия на педали.

Время срабатывания тормозной системы – $\tau_{ср} = \tau_c + \tau_H$.

Время установившегося замедления τ_H – время, в течение которого замедление остается постоянным.

Время растормаживания $\tau_{рТ}$ – время от момента отпущения тормозной педали до момента возникновения зазоров между фрикционными элементами тормозных механизмов.

За все эти составляющие общего времени торможения (за исключением времени растормаживания) АТС проходит остановочный путь на горизонтальной дороге:

$$S_0 = V_0 (\tau_p + \tau_c + 0,5 \tau_H) + V_0^2 / (2\varphi g).$$

Тормозной путь не включает расстояние, пройденное за время реакции водителя.

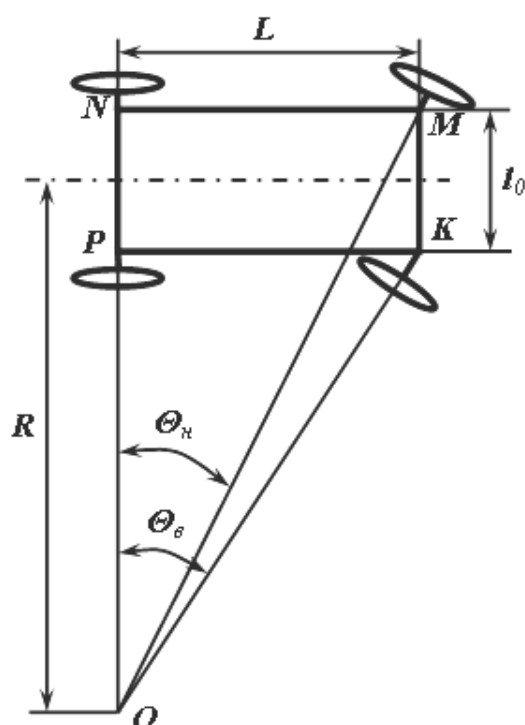
Таким образом, *остановочный путь* – расстояние, проходимое автомобилем от момента обнаружения водителем опасности до момента достижения заданной скорости (до полной остановки). *Тормозной путь* – расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на тормозную педаль до достижения заданной скорости (до полной остановки).

5. УПРАВЛЯЕМОСТЬ АТС

Управляемость – это свойство АТС сохранять в определенной дорожной обстановке заданное направление движения или изменять его в соответствии с воздействием водителя на рулевое управление.

Для оценки управляемости предложено много *оценочных показателей*, в частности, установленных ГОСТ Р 52302-2004. Стандарт дает подробное определение каждого параметра и методы испытаний АТС.

5.1. Кинематика поворота автомобиля с жесткими колесами.



Соотношение между углами поворота наружного θ_n и внутреннего θ_b управляемых колес, при котором обеспечивается их качение без скольжения, определяется из треугольников ONM и OPK :

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_b = l_0/L,$$

где l_0 – расстояние между осями поворотных цапф.

При этом под радиусом понимают расстояние от мгновенного центра поворота (точка O) до продольной оси автомобиля. Из геометрических соотношений:

$$R = L / \operatorname{tg} \theta,$$

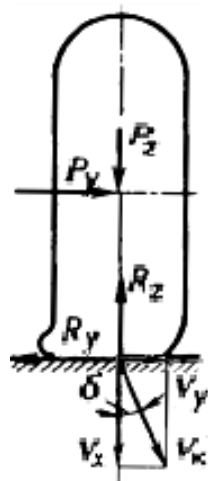
где $\theta = (\theta_n + \theta_b) / 2$ – средний угол поворота управляемых колес.

Приведенные выше формулы выведены при допущении, что

колеса являются жесткими в поперечном направлении.

Однако в действительности автомобильная шина обладает боковой эластичностью, и при повороте возникающие боковые силы вызывают ее поперечную деформацию. Колесо катится с уводом.

5.2. Боковой увод колеса



Боковой увод – это отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоскости вращения при действии боковой силы. Если на колесо действует боковая сила P_y , то вектор скорости V_k , равный геометрической сумме скоростей V_x и V_y , отклоняется от плоскости вращения на некоторый угол δ , который называется углом бокового увода.

Результаты исследований показали, что угол увода колеса для определенного состояния шины является функцией боковой силы.

На графике этой зависимости можно отметить три характерных участка:

OA – угол увода линейно зависит от боковой силы;

AB – переходной, где элементы шины начинают проскальзывать относительно дороги;

BV – полное скольжение шины в боковом направлении.

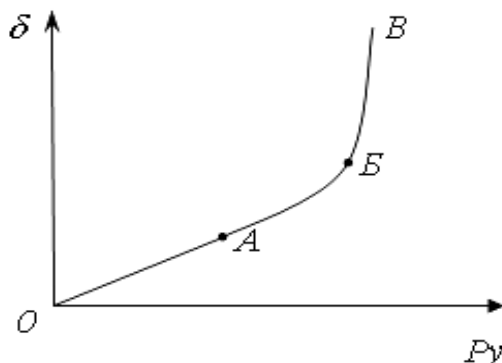
Для линейного участка (OA) зависимости можно записать:

$$P_y = k_\delta \delta,$$

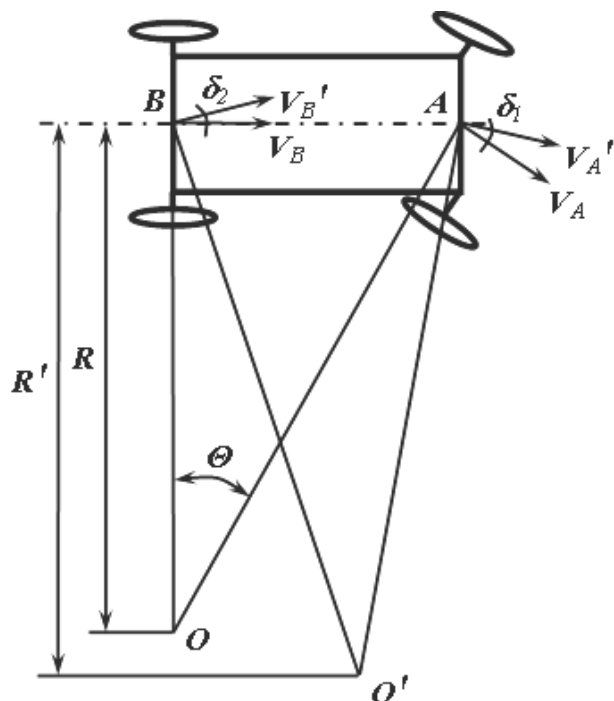
где k_δ – коэффициент сопротивления уводу, Н/рад (Н/град).

Физический смысл коэффициента сопротивления уводу – это боковая сила в Ньютонах, вызывающая увод колеса на 1 радиан (1 градус).

Коэффициент сопротивления уводу зависит от нормальной нагрузки на колесо, от продольной реакции, от типа и состояния дорожного покрытия, от конструкции подвески, от давления воздуха в шине и ее конструктивных параметров.



5.3. Кинематика поворота автомобиля с эластичными колесами



Боковой увод мостов на повороте приводит к тому, что векторы мгновенных скоростей V_A и V_B центров мостов отклоняются на углы увода передних колес δ_1 и задних δ_2 ; мгновенный центр поворота перемещается из точки O в точку O' , а радиус поворота становится равным R' .

Из геометрических соотношений следует, что

$$R' = L / [\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2].$$

При высоких скоростях движения и углы увода, и углы поворота управляемых колес

невелики (не превышают 10°).

Для этих условий можно считать $\operatorname{tg} \theta \approx \theta$; $\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) \approx \theta - \delta_1$; $\operatorname{tg} \delta_2 \approx \delta_2$ и записать:

$$R = L / \theta,$$

$$R' = L / (\theta - \delta_1 + \delta_2).$$

В зависимости от соотношения углов увода переднего и заднего мостов радиус поворота R' может быть либо равным радиусу поворота R автомобиля с жесткими колесами, либо меньше или больше его, в зависимости от чего различают три вида поворачиваемости.

Смещение центра поворота всегда происходит внутрь базы автомобиля.

5.4. Поворачиваемость АТС

Статическая поворачиваемость – это свойство автомобиля изменять кривизну траектории при фиксированной величине угла поворота управляемых колес вследствие бокового увода.

Виды поворачиваемости:

- избыточная – $\delta_2 > \delta_1$; $R' < R$;
- нейтральная – $\delta_1 = \delta_2$; $R' = R$ (O и O' при этом не совпадают).

- недостаточная – $\delta_2 < \delta_1$, $R' > R$.

При некоторой скорости, которая называется критической по условиям увода, автомобиль с избыточной поворачиваемостью потеряет управляемость. В этом случае он будет двигаться по криволинейно траектории радиусом R' при не повернутых управляемых колесах ($\theta = 0$) только за счет разности углов увода ($\delta_2 - \delta_1$).

Критическая по условиям увода скорость движения:

$$V_{\delta \text{ кр}} = \sqrt{\frac{L}{\frac{M_2}{K_{\delta_2}} - \frac{M_1}{K_{\delta_1}}}}$$

У автомобиля с недостаточной поворачиваемостью критическая скорость отсутствует – подкоренное выражение отрицательно, с нейтральной поворачиваемостью она бесконечно велика.

Для случая избыточной поворачиваемости с целью обеспечения безопасности движения должно выполняться условие:

$$V_{\delta \text{ кр}} > V_{a \text{ max}}$$

Чтобы обеспечить хорошую управляемость и безопасность движения при высоких скоростях, автомобилям придают небольшую недостаточную поворачиваемость – $(\delta_1 - \delta_2) = 1 - 2^\circ$.

Чтобы получить необходимые параметры поворачиваемости, в конструкции автомобиля реализуют ряд мероприятий. Давление воздуха в шинах передних колес несколько уменьшают, по сравнению с давлением в задних; распределяют массу автомобиля так, чтобы часть ее, приходящаяся на передний мост M_1 , могла обеспечить необходимую степень недостаточности. Кроме того, на поворачиваемость оказывает влияние конструкция подвески, которую специальным образом конструируют, чтобы получить необходимую разность углов увода ($\delta_2 - \delta_1$).

6. УСТОЙЧИВОСТЬ АТС

Устойчивость – это совокупность свойств АТС противостоять действию возмущающих сил, вызванных взаимодействием колес с неровностями дороги, аэродинамическими силами, наклонном дороги и др.

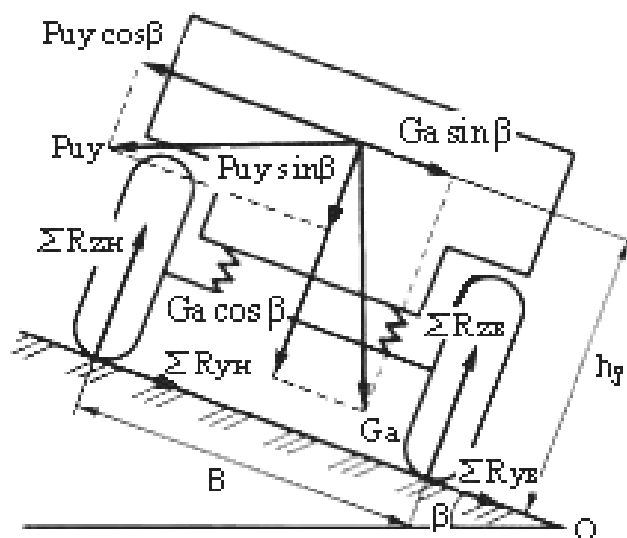
Потеря устойчивости выражается в скольжении колес или опрокидывании автомобиля. В зависимости от направления скольжения или опрокидывания различают *продольную* и *поперечную* устойчивость. Более вероятно и опасно нарушение поперечной устойчивости.

Параметрами поперечной устойчивости могут являться:

- критические скорости кругового движения с заданным радиусом, соответствующие началу бокового скольжения колес или опрокидыванию АТС;
- критические углы косогора при прямолинейном движении, соответствующие началу бокового скольжения или опрокидыванию;
- коэффициент поперечной устойчивости.

Кроме указанных оценочных параметров могут использоваться и другие, поскольку общепринятая система оценочных показателей устойчивости отсутствует.

6.1. Поперечная устойчивость по условиям бокового скольжения колес



Нарушение поперечной устойчивости чаще всего возникает под действием поперечной составляющей силы инерции $P_{uy} \cos \beta$, либо поперечной составляющей силы тяжести $G_a \sin \beta$ при наличии поперечного угла наклона дороги β .

На колеса действуют реакции: $\sum R_{zh}$ – нормальные на наружные по отношению к центру поворота колеса, $\sum R_{zb}$ – на внутренние, $\sum R_{yn}$, $\sum R_{yb}$ – поперечные соответственно на наружные и внутренние колеса.

Из условия равновесия поперечных сил и реакций дороги можно записать:

$$P_{uy} \cos \beta - G_a \sin \beta = \sum R_y,$$

где $\sum R_y = \sum R_{yn} + \sum R_{yb}$.

При боковом скольжении колес сумма боковых реакций

равна силе сцепления колес в поперечном направлении:

$$\sum R_y = \sum R_z \varphi_y = (G_a \cos \beta + P_{uy} \sin \beta) \varphi_y,$$

где φ_y – поперечный коэффициент сцепления.

Если АТС движется равномерно по траектории радиусом R , то поперечная сила инерции равна $P_{uy} = (M_a V_a^2) / R$.

Тогда, критическую по боковому скольжению колес скорость движения можно определить из выражения:

$$V_{кр.ф} = \sqrt{\frac{g(\varphi_y + \operatorname{tg}\beta)R}{1 - \varphi_y \operatorname{tg}\beta}}.$$

На горизонтальной дороге $\beta = 0$, и тогда

$$V_{кр.ф} = \sqrt{g\varphi_y R}.$$

При прямолинейном движении АТС по косогору сила инерции $P_{uy} = 0$, и скольжение колес в поперечном направлении вызывается соответствующей силой веса $G_a \sin \beta$. Критический угол косогора по боковому скольжению определяется тогда из выражения:

$$\operatorname{tg} \beta_{кр.ф} = \varphi_y.$$

Наибольшее влияние на критическую скорость по боковому скольжению оказывают продольные реакции на колесах. Чем больше эти реакции, тем существеннее снижается способность колес сопротивляться боковому скольжению.

Если задние колеса ведущие, то сила тяги на них значительно больше, чем сила сопротивления качению передних ведомых колес. Поэтому задние колеса менее устойчивы при действии боковых сил, и в этом случае зачастую возникает занос (поперечное скольжение задних колес), который также характеризует потерю устойчивости. Боковое скольжение передних колес (снос), даже если они ведущие, менее вероятно, чем занос.

6.2. Поперечная устойчивость по условиям бокового опрокидывания

При действии на АТС боковых сил при определенных условиях может наступить опрокидывание относительно опоры наружных колес.

Во избежание бокового опрокидывания необходимо, чтобы суммы нормальных реакций, действующих на левые и правые

колеса АТС, в отдельности удовлетворяли условию:

$$\sum R_{z_{н.}} \geq 0; \sum R_{z_{в.}} \geq 0.$$

Достижение равенства нулю реакций внутренних колес свидетельствует о критических условиях по боковому опрокидыванию. В этом случае опрокидывающий момент боковых сил равен восстанавливающему моменту силы тяжести.

Если пренебречь боковым креном кузова, вызванным деформацией шин и упругих элементов подвески, то при движении на вираже это равенство запишется в виде:

$$(P_{uy} \cos \beta - G_a \sin \beta) h_g = (P_{uy} \sin \beta + G_a \cos \beta) 0,5 B.$$

При равномерном движении по траектории радиусом R критическая по условиям опрокидывания скорость движения будет равна:

$$V_{кр.оп} = \sqrt{\frac{g(0,5B + h_g \operatorname{tg} \beta)R}{h_g - 0,5B \operatorname{tg} \beta}}.$$

На горизонтальной дороге $\beta = 0$, и тогда:

$$V_{кр.оп} = \sqrt{\frac{gBR}{2h_g}}.$$

При прямолинейном движении по косогору $P_{uy} = 0$, и опрокидывание может произойти под действием силы $G_a \sin \beta$. В этом случае критический угол косогора по опрокидыванию может быть найден из выражения:

$$\operatorname{tg} \beta_{кр.оп} = - B / 2 h_g.$$

Знак « - » здесь говорит о том, что опрокидывание направлено в сторону действия силы $G_a \sin \beta$, а не $P_{uy} \cos \beta$, как в предыдущем случае.

Из вышеприведенных формул следует, что наличие виража увеличивает критические скорости по скольжению и опрокидыванию.

6.3. Коэффициент поперечной устойчивости

Потеря устойчивости по опрокидыванию более опасна, чем по боковому скольжению. Поэтому необходимо сделать так, чтобы скольжение наступало раньше и в какой-то мере предотвращало опрокидывание, то есть выполнялось условие:

$$V_{кр.оп} > V_{кр.ф}.$$

Данное условие можно записать в виде:

$$B / 2 h_g > \varphi_y.$$

Конструктивный параметр $K_{n.y.} = B / 2 h_g$ называется коэффициентом поперечной устойчивости.

В условиях эксплуатации он не остается постоянным, поскольку h_g зависит от степени загрузки АТС, характера и расположения груза. В любом случае, поскольку $\varphi_{y \max} = 0,7 - 1,0$, желательно иметь $K_{n.y.} > 1,0$.

7. ПРОХОДИМОСТЬ АТС

Проходимость – свойство АТС выполнять транспортную работу с наибольшей эффективностью в тяжелых дорожных условиях или условиях бездорожья.

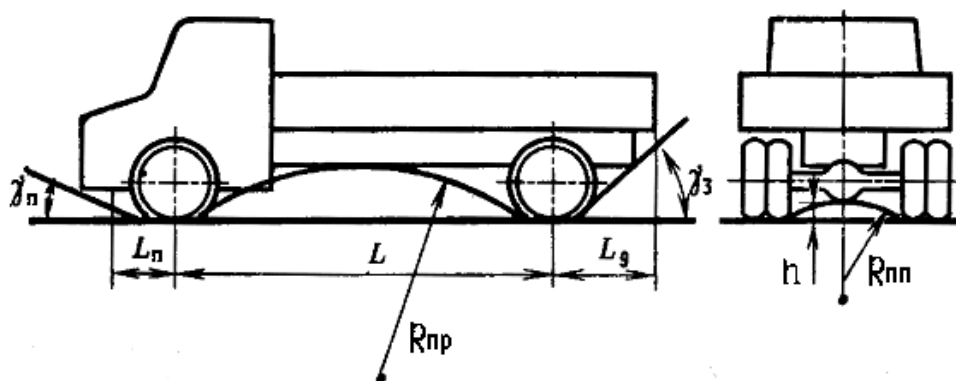
Все АТС в зависимости от их назначения и соответствующего этому назначению объема конструктивных мероприятий, обеспечивающих их проходимость, подразделяются на три основные группы (категории): *дорожной* (колесные формулы 2×4, 4×2, 6×4, 6×2), *повышенной* (4×4, 6×6) и *высокой* проходимости (8×8, 12×12).

В соответствии с ГОСТ 22653 – 77 проходимость делится на профильную и опорную. *Профильная* проходимость характеризует возможность движения не задевая неровности опорной поверхности и препятствия, находящиеся рядом с полосой движения. *Опорная* проходимость характеризует возможность движения в условиях когда сопротивление движению высокое, а сцепление колес с опорной поверхностью – низкое.

7.1. Профильная проходимость

Основными геометрическими конструктивными параметрами, определяющих предельные размеры сосредоточенных препятствий (ухабы и бугры на местности и разбитых дорогах, ямы, канавы и другие), наличие которых еще не вызывает невозможности движения АТС, являются следующие:

Дорожный просвет (клиренс) h – это расстояние от опорной поверхности до наиболее низшей точки АТС, расположенной между колесами.



Передний L_n (задний L_g) свес – расстояние от крайней передней (задней) точки контура АТС до плоскости, проходящей через центры передних (задних) колес перпендикулярно опорной поверхности.

Угол переднего γ_n (заднего γ_z) свеса – это угол между опорной поверхностью и плоскостью, касательной к колесам и проходящей через нижнюю переднюю (заднюю) точку контура автомобиля.

Продольный радиус проходимости R_{np} – радиус цилиндрической поверхности, касательной к передним и задним колесам автомобиля и проходящей через нижнюю точку его контура перпендикулярно продольной плоскости.

Поперечный радиус проходимости R_{mn} – радиус цилиндрической поверхности, касательной левому и правому колесу и проходящей через нижнюю точку контура автомобиля, параллельно его продольной плоскости.

Определение возможности движения АТС через пороговые нервноности различных размеров по вывешиванию и упору представляет собой чисто геометрическую задачу, решаемую сопоставлением размеров неровностей с высотой расположения тех частей автомобиля, которые могут упереться в неровность или вывеситься над ней.

Часто к параметрам профильной проходимости дополнительно относят наибольший угол преодолеваемого подъема, наибольший угол преодолеваемого косогора, угол перекоса мостов, коэффициент совпадения следов передних и задних колес.

Применительно к автопоездам оценочными показателями профильной проходимости, являются также вертикальный и горизонтальный углы гибкости.

К параметрам профильной проходимости полноприводных автомобилей относятся также ширина преодолеваемого в поперечном направлении рва, высота преодолеваемой вертикальной стенки и глубина преодолеваемого брода.

7.2. Опорная проходимость

В соответствии с требованиями стандарта опорная проходимость АТС оценивается сцепной массой и коэффициентом сцепной массы. Кроме того, широко используется величина удельного давления в контакте колес с опорной поверхностью.

Сцепной массой называют часть полной массы АТС, создающей нормальные нагрузки на ведущих колесах.

Коэффициентом сцепной массы называется отношение сцепной массы (нагрузки на ведущие колеса) к полной массе АТС:

$$K_{\varphi} = M_{в.к.} / M_a.$$

Условие возможности движения АТС $P_{\varphi} \geq P_m \geq P_{\psi}$ можно записать в виде:

$$M_{в.к.} g \varphi \geq M_a g \psi,$$

откуда

$$M_{в.к.} / M_a = K_{\varphi} \geq \psi / \varphi.$$

Таким образом, опорная проходимость может быть повышена способами, уменьшающими коэффициент общего дорожного сопротивления и увеличивающими коэффициент сцепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.;

2. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 528 с.;

3. Воронов Ю.Е. Автотранспортные и погрузо-разгрузочные средства: Текст лекций / Сост.: Ю.Е. Воронов, Л.С. Жданов; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2001. – 216 с.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 1 |
| ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АТС..... | 1 |
| 1. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ..... | 3 |
| 1.1. Радиусы эластичного колеса..... | 3 |
| 1.2. Динамика эластичного колеса..... | 4 |
| 1.3. Режимы движения колеса..... | 5 |
| 1.4. Коэффициент сопротивления качению..... | 5 |
| 1.5. Коэффициент сцепления..... | 6 |
| 2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АТС..... | 7 |
| 2.1. Силы и моменты, действующие на АТС..... | 7 |
| 2.2. Силы сопротивления движению..... | 9 |
| 2.3. Скоростные характеристики двигателя..... | 11 |
| 2.4. Коэффициент полезного действия трансмиссии..... | 12 |
| 2.5. Уравнение движения АТС (уравнение тягового баланса)..... | 13 |
| 2.6. Мощностной баланс АТС..... | 13 |
| 2.7. Графический метод решения уравнений тягового и мощностного балансов..... | 14 |
| 2.8. Динамический фактор АТС..... | 16 |
| 2.9. Приемистость АТС..... | 17 |
| 3. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АТС..... | 18 |
| 4. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АТС..... | 20 |
| 4.1. Тормозная сила..... | 21 |
| 4.2. Уравнение тормозного баланса..... | 22 |
| 4.3. Тормозная диаграмма..... | 23 |
| 5. УПРАВЛЯЕМОСТЬ АТС..... | 25 |
| 5.1. Кинематика поворота автомобиля с жесткими колесами..... | 25 |
| 5.2. Боковой увод колеса..... | 26 |
| 5.3. Кинематика поворота автомобиля с эластичными колесами..... | 27 |
| 5.4. Поворачиваемость АТС..... | 27 |
| 6. УСТОЙЧИВОСТЬ АТС..... | 28 |
| 6.1. Поперечная устойчивость по условиям бокового | |

| | |
|--|----|
| скольжения колес..... | 29 |
| 6.2. Поперечная устойчивость по условиям бокового опрокидывания..... | 30 |
| 6.3. Коэффициент поперечной устойчивости..... | 31 |
| 7. ПРОХОДИМОСТЬ АТС..... | 32 |
| 7.1. Профильная проходимость..... | 32 |
| 7.2. Опорная проходимость..... | 34 |
| ЛИТЕРАТУРА..... | 34 |