

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича
Столетовых»**
(ВлГУ)

институт машиностроения и автомобильного транспорта
Кафедра "Автотранспортная и техносферная безопасность"

Методические указания для практических работ
"ТЕХНИКА ТРАНСПОРТА, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ"

Владимир 2015

Содержание

Введение	6
§1. Параметры автомобиля	7
§2. Силы сопротивления движению	8
§3. Характеристики двигателей	9
3.1 Внешние, скоростные характеристики двигателей	9
3.2 Описание ВСХ двигателей	12
3.3 Частичные характеристики двигателей	13
3.4 Достоинства и недостатки ДВС	14
§4. Силовая и кинематическая связь двигателя с колесами	14
4.1 Потери энергии в трансмиссии	15
4.2 Связь двигателя с колесами	16
§5. Типы шин и качение автомобильного колеса	18
5.1 Типы шин и их обозначение	18
5.2 Качение колеса	20
5.3. Коэффициент сцепления шины с покрытием дороги	22
§6. Сопротивление движению автомобиля	23
6.1 Сопротивление качению и подъему	23
6.2 Сопротивление воздуха	23
6.3 Ограничение тяговой силы сцеплением шин с дорогой	25
6.4 Силовой и мощностной балансы автомобиля	26
§7. Динамические свойства автомобиля	28
7.1 Ускорение автомобиля при разгоне	29
7.2 Динамический фактор автомобиля	30

7.3 Ограничение динамического фактора по сцеплению	31
7.4 Процесс разгона автомобиля	32
7.5 Расчет разгона автомобиля	33
7.6 Показатели равномерного движения и разгона автомобиля	37
§8. Топливная экономичность автомобиля	38
Библиографический список	42

Введение

В дисциплине «Техника транспорта, обслуживание и ремонт» изучаются эксплуатационные свойства автомобиля, определяющие его движение. Дисциплина является базовой, она необходима для изучения других дисциплин специальности «Организация и безопасность движения» (ОиБД). Для освоения дисциплины студент должен знать основы конструкции автотранспортных средств (АТС).

Знание эксплуатационных свойств АТС необходимо инженеру по специальности ОиБД для оптимизации дорожного движения, для организации контроля технического состояния АТС, для расследования и экспертизы дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Инженер должен владеть: методами расчета процесса разгона, торможения, движения АТС на повороте и при выполнении различных маневров.

Теория эксплуатационных свойств автомобиля создавалась известными Российскими учеными: Чудаковым Е.А, Зимелевым Г.В., Литвиновым А.С, Фалькевичем Б.С. и др.

В дисциплине рассматриваются следующие эксплуатационные свойства:

- тяговые свойства, отражающие способность автомобиля двигаться с высокой средней скоростью в различных дорожных условиях;
- динамические свойства, отражающие способность автомобиля двигаться с ускорением и преодолевать сопротивление дороги;
- топливная экономичность, характеризующая способность автомобиля рационально расходовать топливо для совершения транспортной работы.

В дисциплине также рассматриваются автомобильные шины и основы расчета процесса разгона автомобиля.

В настоящем курсе используется система единиц измерения СИ, что соответствует требованиям ГОСТов.

§1. Параметры автомобиля

Параметры автомобиля приводятся заводом – изготовителем в инструкции по эксплуатации. Параметры различных автомобилей приведены в справочниках /6/. Параметры зарубежных автомобилей можно найти в специальных изданиях «За рулем», «Третий Рим».

Масса автомобиля есть мера его инерции, измеряется в кг. Различают полную массу M автомобиля и массу в снаряженном состоянии: полностью груженого автомобиля и автомобиля без груза и пассажиров, с заправленным топливом баком, запасным колесом, инструментом и др.

Вес автомобиля G равен силе тяжести, прижимающей его к дороге.

Масса M и вес G связаны друг с другом ускорением свободного падения $g = 9,81\text{м/с}^2$: $G = g \cdot M \approx 10M$ ($\text{Н} = \text{кг}\cdot\text{м/с}^2$); 1кГ силы $\approx 10\text{Н}$.

Пример. Масса автомобиля 1000 кг . Вес равен: $1000 \cdot 9,81 = 9810\text{Н} = 9,81\text{ кН}$.

Рассмотрим двухосный автомобиль, стоящий на дороге (рис. 1.1).

Расстояние L между передней A и задней B осью называется базой автомобиля (см. рис. 1.1). Автомобиль имеет центр масс C (или центр тяжести), в котором условно сосредоточена его масса M (см. рис. 1.1). Центр масс расположен на расстоянии a от передней оси и расстоянии b от задней оси: $L = a + b$.

По расстояниям a и b находят нормальные реакции R_{Z1} и R_{Z2} колес передней и задней осей. Эти реакции направлены вверх перпендикулярно опорной поверхности. Для расчета реакций составляют суммы проекций внешних сил на любую ось и суммы моментов сил относительно любой оси. Для неподвижного автомобиля эти суммы равны нулю. Момент, создаваемый силой P (крутящий момент), равен произведению силы на плечо ее действия c : $M_K = P \cdot c$. Единица измерения момента – $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Составим суммы моментов сил относительно точек контакта шин передней и задней осей с дорогой (см. рис. 1.1):

$$\Sigma M_A = G \cdot a - R_{Z2} \cdot L = 0;$$

$$\Sigma M_B = R_{Z1} \cdot L - G \cdot b = 0.$$

Получаем:

$$R_{Z1} = G \cdot b/L; R_{Z2} = G \cdot a/L; G = R_{Z1} + R_{Z2}. \quad (1)$$

В справочниках указывают условные массы M_1 и M_2 , приходящиеся на переднюю и заднюю оси груженого и снаряженного автомобиля.

Запишем очевидные формулы: $R_{Z1} = g \cdot M_1$; $R_{Z2} = g \cdot M_2$; $M = M_1 + M_2$.

Подставляем R_{Z1} и R_{Z2} в (1), и получаем:

$$M_1 = M \cdot b/L; M_2 = M \cdot a/L. \quad (2)$$

По указанным в справочнике массам M_1 и M_2 также можно найти расстояния a и b :

$$a = M_2 \cdot L/M \text{ и } b = M_1 \cdot L/M. \quad (3) \text{ Формулы (1) ... (3)}$$

применяются при расчете нагрузок на оси,

подборе шин, расчете нагрузок на дорожное полотно и др.

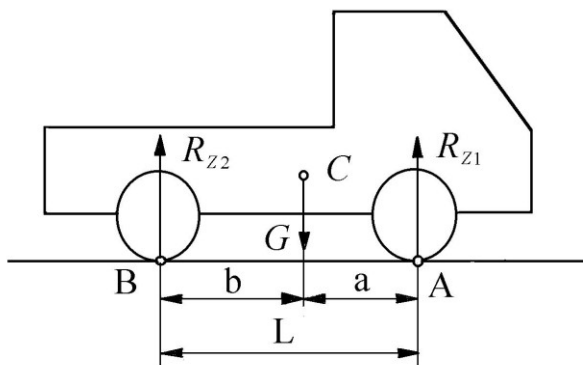


Рис. 1.1. Распределение нагрузок на оси автомобиля

Запишем дополнительные параметры автомобиля:

L_A – длина автомобиля (расстояние от передней до задней габаритных точек);

H_A – ширина автомобиля (расстояние от левой до правой габаритных точек);

a_A – передний свес (расстояние от передней оси до передней габаритной точки);

b_A – задний свес (расстояние от задней оси до задней, габаритной точки);

h_d – дорожный просвет, расстояние от наиболее низкой точки автомобиля до дороги (клиренс);

r_{Π} – продольный радиус проходимости, наибольший радиус цилиндра, который можно поместить в пространство между колесами автомобиля.

§2. Силы сопротивления движению

Рассмотрим автомобиль с прицепом, движущийся на подъеме с постоянной скоростью V (рис. 2.1). На автомобиль всегда действует сила тяжести G , которая разлагается на нормальную G_Z и касательную P_i составляющие (см. рис. 2.1). Составляющая G_Z уравновешивается нормальными реакциями колес. Составляющей P_i противодействует сила тяги колес или тормозная сила.

На автомобиль действуют силы сопротивления движению: сила сопротивления воздуха P_W ; сила сопротивления качению колес P_f ; сила сопротивления подъему P_i (составляющая G). Если автомобиль с прицепом, то на крюке образуется дополнительная сила сопротивления прицепа $P_{\text{пр}}$. Силу $P_{\text{пр}}$ можно представить как сумму сил P_W , P_f и P_i , создаваемых прицепом.

Сила P_W зависит от скорости автомобиля и его размеров. Сила P_f складывается из сил сопротивления качению P_{f1} и P_{f2} колес передней и задней осей. Обычно сила P_f существенно меньше силы P_W . При движении в гору сила P_i препятствует движению, а под гору – способствует движению. Продольный уклон дороги измеряют углом γ , а также – отношением высоты подъема к длине участка подъема в процентах или в промилях.

На ведущих колесах автомобиля создается тяговая сила P_K , вызывающая его движение. При движении автомобиля с постоянной скоростью сила P_K равна сумме сил сопротивления движению:

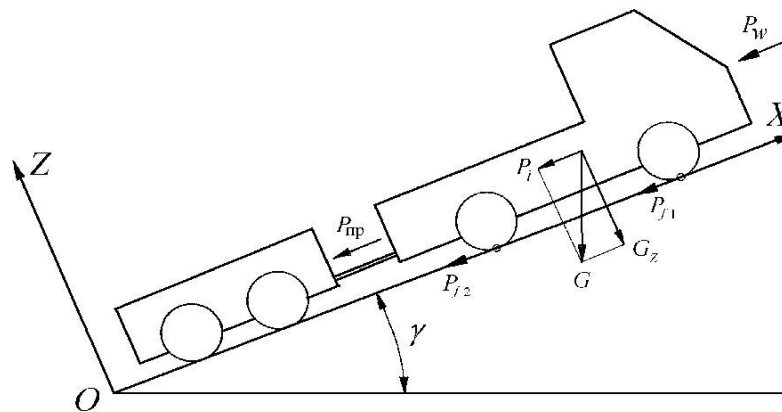


Рис. 2.1. Силы сопротивления движению автомобиля

$$P_K = P_f + P_W + P_i + P_{пр}.$$

При торможении автомобиля тяговая сила снижается до нуля и в контактах шин с дорогой создаются тормозные силы.

§3. Характеристики двигателей

3.1 Внешние скоростные характеристики двигателей

Двигатель автомобиля создает крутящий момент, который через трансмиссию подводится к ведущим колесам. Колеса преобразуют вращательное движение в поступательное, образуется тяговая сила P_K .

На автомобилях получили распространение бензиновые и дизельные двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Конструкции таких двигателей отработаны, двигатели имеют небольшую массу и др. При движении автомобиля водитель изменяет подачу топлива с помощью педали «газ», увеличивая или уменьшая мощность двигателя.

Работу двигателя отражает внешняя, скоростная характеристика (ВСХ), являющаяся его техническим паспортом. ВСХ представляют зависимость эффективной (полезной) мощности N_e двигателя от угловой скорости вращения коленчатого вала ω : $N_e = f(\omega)$. Зависимость $N_e = f(\omega)$

обычно дополняют зависимостями крутящего момента $M_e = f(\omega)$ и расхода топлива $g_e = f(\omega)$.

Скорость ω измеряется в рад/с. В справочниках обычно указывают частоту n вращения вала в об/мин. Один оборот вала соответствует углу $2\pi = 6,28$ рад, 1об/мин = $2\pi/60$ рад/с. Получаем:

$$\omega = \pi \cdot n/30 = 0,105 \cdot n.$$

Мощность ДВС принято измерять в кВт (лошадиная сила в теории не применяется). Крутящий момент двигателя M_e связан известной формулой с его мощностью (Вт = дж/с = Н·м/с) и скоростью:

$$N_e = M_e \cdot \omega; \quad M_e = N_e/\omega. \quad (4)$$

Следовательно, зависимость $M_e = f(\omega)$ легко построить по известной зависимости $N_e = f(\omega)$.

ВСХ двигателя замеряется на заводе – изготовителе. Двигатель устанавливают на стенд и загружают тормозным механизмом гидравлического или электрического типа. Замеряют максимальную мощность двигателя N_e при различной скорости ω , регулируя подачу топлива. При этом замеряют удельный расход топлива g_e . Он равен массе топлива, затраченного на выработку одного киловатта мощности в течение одного часа: г/(кВт·час) – внесистемная единица. Вычисляют коэффициент полезного действия двигателя и рассчитывают расход топлива.

Для анализа работы механизмов инженеры применяют графики. Функцию одной переменной отображают графиком на плоскости. Функции двух переменных отображают наборами кривых или поверхностью в трехмерном пространстве.

График $N_e = f(\omega)$ (рис. 3.1) начинается при минимальной скорости вращения коленчатого вала ω_{\min} и заканчивается при максимальной скорости ω_{\max} . Скорость ω_{\min} (50 ... 90 рад/с) соответствует оборотам холостого хода двигателя – (500 ... 900 об/мин). При скорости $\omega < \omega_{\min}$ двигатель не работает: вырабатываемая им мощность меньше мощности сил трения. Скорость ω_{\max} ограничена прочностью деталей двигателя и составляет 200 ... 800 рад/с (2000 ... 8000 об/мин). У двигателей гоночных автомобилей скорость ω_{\max} может достигать 1900 рад/с (19000 об/мин).

Рассмотрим характеристику $N_e = f(\omega)$ бензинового двигателя (см. рис. 3, а). Мощность N_e увеличивается с ростом ω , достигает максимума, а затем снижается. Начальный участок характеристики приближается к прямой линии. При увеличении ω возрастает число рабочих ходов двигателя в единицу времени и мощность увеличивается пропорционально ω . Затем график становится нелинейным: мощность увеличивается меньше из-за снижения наполняемости цилиндров горючей смесью.

При скорости ω_N двигатель вырабатывает максимальную мощность. При скорости $\omega > \omega_N$ уменьшается наполняемость цилиндров горючей

смесью, которая ограничена сечениями деталей впускного тракта двигателя: диффузора карбюратора, впускного коллектора, воздушного фильтра. Снижается мощность двигателя. Разрешается увеличивать скорость ω на 10 ... 20% от ω_N .

При увеличении скорости ω удельный расход топлива g_e сначала уменьшается, затем возрастает (см. рис. 3.1, а). При низкой скорости ω расхода топлива увеличивается: значительная его часть расходуется на преодоление сил трения в двигателе. При скорости $\omega > \omega_N$ топливо не успевает полностью сгорать в камерах сгорания и расход топлива тоже увеличивается.

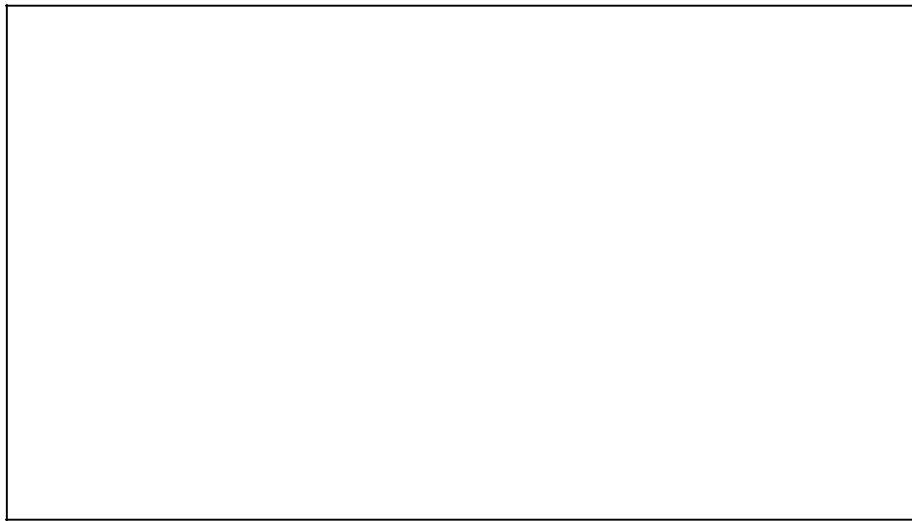


Рис. 3.1. Внешние, скоростные характеристики двигателей:
а) бензинового, б) дизельного

Характеристика $N_e = f(\omega)$ дизельного ДВС аналогична характеристике бензинового ДВС. Дизельные двигатели оснащают всережимными регуляторами и ограничителями. Регулятор автоматически увеличивает подачу топлива при увеличении нагрузки, сопровождающемся снижением скорости ω . При увеличении скорости ω более ω_N , ограничитель снижает подачу топлива и характеристика $N_e = f(\omega)$ обрывается.

При измерении ВСХ двигателей на стенды невозможно установить все агрегаты, применяемые на автомобилях: генератор, гидроусилитель руля, компрессор и др. Поэтому моторный завод указывает мощность на 8 ... 12% больше той, которая подводится к трансмиссии автомобиля. Для учета потерь на привод вспомогательных агрегатов применяют поправочный коэффициент: $K_B = 0,88 \dots 0,92$.

На рис. 3.2 показаны характерные точки ВСХ бензинового ДВС. Координаты этих точек используются в расчетах автомобиля как параметры двигателя.

Значения параметров N_{max} , ω_N , ω_{max} , M_{max} , ω_M приведены в справочниках НИИАТ.

Свойство двигателя увеличивать крутящий момент при снижении скорости ω называют приспособляемостью и оценивают коэффициентом приспособляемости по моменту: $K_{\Pi} = M_{\max}/M_N$. Для бензиновых ДВС $K_{\Pi} = 1,25 \dots 1,35$, для дизельных – $K_{\Pi} = 1,05 \dots 1,15$. Приспособляемость дизельного ДВС хуже, чем бензинового. Поэтому дизельные ДВС оборудуются всережимными регуляторами частоты вращения. Регулятор подает больше топлива при увеличении нагрузки и у водителей создается впечатление: дизельный двигатель лучше «тянет». Отношение ω_M/ω_N для разных ДВС обычно составляет $0,4 \dots 0,5$.

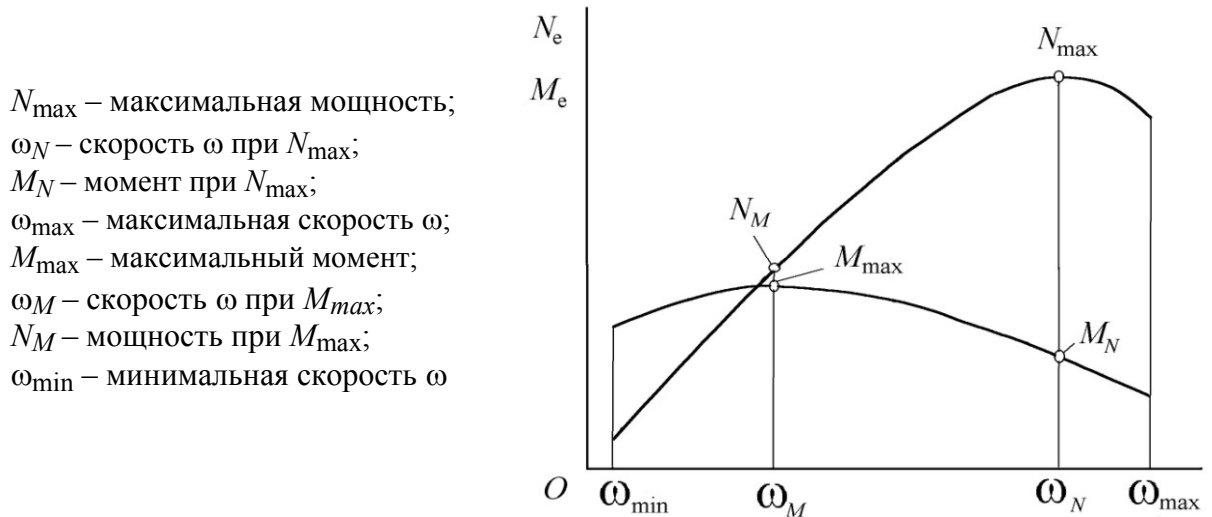


Рис. 3.2. Характерные точки внешней скоростной характеристики бензинового двигателя

Скорость вращения коленчатого вала ДВС связана со скоростью движения автомобиля. На шкале указателя скорости спидометра легкового автомобиля указывают красными метками значения скоростей, которые не следует превышать при движении на соответствующих передачах.

3.2 Описание ВСХ двигателей

При описании ВСХ используют нормированные характеристики двигателей. Мощность N_e и скорость ω нормируют соответственно по максимальной мощности и ω_N : $N_{eH} = N_e/N_{\max}$, $k_{\omega} = \omega/\omega_N$, где N_{eH} – относительная мощность, k_{ω} – относительная угловая скорость. Экспериментальными исследованиями установлено, двигатели одного типа имеют одинаковые нормированные характеристики.

Для расчетов используют формулу С. Р. Лейдермана:

$$N_e = N_{\max} \cdot N_{eH}(k_{\omega}) = N_{\max} \cdot (A \cdot k_{\omega} + B \cdot k_{\omega}^2 - C \cdot k_{\omega}^3). \quad (5)$$

Тип двигателя	A	B	C
Бензиновые	1	1	1

дизельные 4–х тактные	0,5	1,5	1
дизельные 2–х тактные	0,87	0,1	1

Скоростная характеристика двигателя строится следующим образом. Диапазон изменения скорости ω от ω_{\min} до ω_{\max} разбивают на 4 ... 6 интервалов. Задают 5 ... 7 значений ω . По формулам (4) вычисляют значения N_e и M_e . Составляют таблицу, отображают значения точками на графике и соединяют точки плавными линиями, ориентируясь на известную форму характеристик по рис. 3.1.

3.3 Частичные характеристики двигателей

ВСХ двигателя измеряются при максимальной его мощности. Такой режим работы ДВС водитель автомобиля задает редко. Обычно ДВС работает в режиме частичных нагрузок. При частичной нагрузке мы имеем частичные характеристики двигателей (ЧСХ). Для приближенного построения ЧСХ (рис. 3.3) применяют коэффициент использования мощности: $K_N = 0,2 \dots 0,8$. Мощность ДВС вычисляют по формуле: $N_e = K_N \cdot N_{\max} \cdot N_{eH}(k_\omega)$. Момент M_e вычисляют по второй формуле (4).

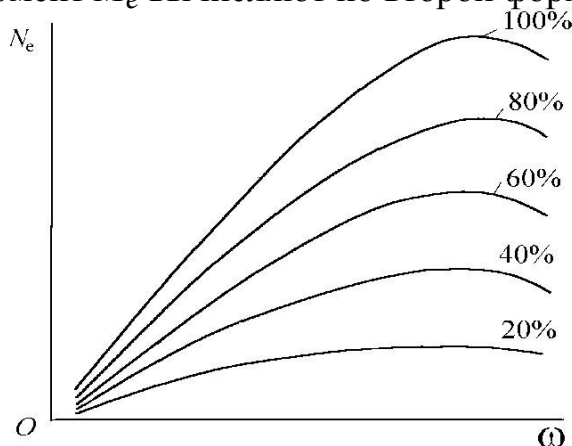


Рис. 3.3. Частичные характеристики бензинового двигателя

Следует заметить: при снижении подачи топлива до уровня холостого хода двигатель переходит в тормозной режим работы. Этот режим часто используется при торможении автомобиля двигателем.

ЧСХ, снятые при постоянной скорости ω , называют статическими. При движении автомобиля его скорость непрерывно изменяется, и двигатель работает в динамическом (неустановившемся) режиме. В динамическом режиме момент двигателя $M_{eд}$ снижается из-за ухудшения процесса смесеобразования:

$$M_{eд} = M_e - \lambda \cdot \varepsilon,$$

где $\varepsilon = d\omega/dt$ – угловое ускорение вала двигателя; λ – коэффициент, учитывающий динамический режим, в $\text{кг}\cdot\text{м}^2$. Для бензиновых ДВС принимают $\lambda = 0,1 \dots 0,5$, для дизельных $0,05 \dots 0,2$. Дизельные ДВС в

динамическом режиме работают с меньшим снижением мощности, чем бензиновые, и обладают лучшей приемистостью.

Крутящий момент, снимаемый с двигателя в динамическом режиме, дополнительно снижается из-за потерь на раскручивание маховых его масс. Эти потери момента учитывают с помощью коэффициента учета вращающихся масс, что будет рассмотрено ниже.

3.4 Достоинства и недостатки ДВС

Достоинствами ДВС являются:

– поршневой ДВС обладает стабильным коэффициентом полезного действия при вращении его вала с различной скоростью и частичных нагрузках;

– КПД бензинового ДВС достигает 25%, дизельного – 33%;

– ДВС легко запускается и имеет высокую удельную мощность;

– нефтяное топливо обладает высокой калорийностью, что сокращает размеры топливного бака.

Однако ДВС имеет известные недостатки.

На рис. 3.4 показаны характеристики $M_e = f(\omega)$ двигателей разных типов и имеющих одинаковую мощность при относительной угловой скорости $k_\omega = 1$.

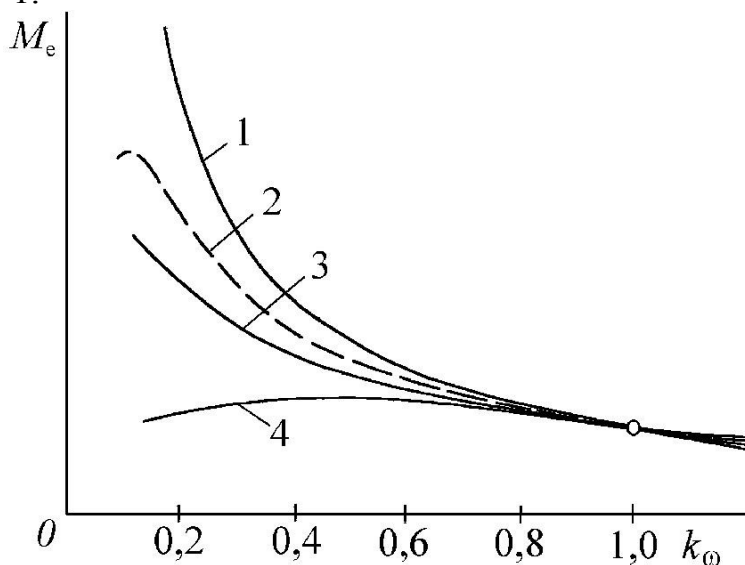


Рис. 3.4. Характеристики $M_e = f(\omega)$ двигателей разного типа:

1 – идеальный двигатель; 2 – электродвигатель;

3 – газотурбинный ДВС; 4 – бензиновый ДВС

У идеального двигателя постоянной мощности при снижении скорости k_ω должен увеличиваться момент M_e по гиперболическому закону (кривая 1). Автомобиль, оснащенный таким двигателем, будет автоматически повышать или снижать скорость при снижении и увеличении сопротивления движению. Электродвигатель имеет

характеристику, близкую к идеальной (кривая 2). Характеристика газотурбинного двигателя (кривая 3) также удовлетворяет автомобилю, но такие ДВС обладают низким КПД при частичных нагрузках и скорости k_w менее 1. Бензиновые и дизельные ДВС (кривая 4) имеют неудачные для автомобилей характеристики: при снижении скорости ω момент практически не возрастает, а затем уменьшается. При такой характеристике приходится устанавливать на автомобиль сложную и громоздкую трансмиссию. Однако таким двигателям пока нет альтернативы.

§4. Силовая и кинематическая связь двигателя с колесами

Агрегаты трансмиссии автомобиля классической компоновки имеют следующее назначение:

- сцепление применяется для плавного трогания автомобиля с места и переключения передач;
- коробка передач (КП) согласует характеристики двигателя с условиями движения автомобиля и применяется для отсоединения ДВС на стоянке;
- карданная передача (КАП); применяется для передачи крутящего момента от КП к ведущему мосту при изменяющихся углах наклона валов и расстоянии между коробкой и мостом;
- ведущий мост (ВМ) содержит главную передачу, дифференциал и полуоси;
- главная передача (ГП) передает крутящий момент под углом 90 градусов; передаточное число ГП составляет для грузовых автомобилей 6,5...9, для легковых 3,5...5,5; применение ГП позволяет разгрузить и уменьшить массу деталей КАП;
- дифференциал распределяет крутящий момент на полуоси, позволяет вращаться колесам с разной угловой скоростью; момент передается на полуоси, затем на ступицы колес, подводится к колесам, а затем к шинам.
- шины преобразуют крутящий момент в тяговую силу;
- понижающие колесные редукторы (КР) часто устанавливаются в колесных узлах, они позволяют разгрузить главную передачу, дифференциал, уменьшить их размеры и массу.

Трансмиссия и колеса преобразуют параметры двигателя в мощность, подводимую к колесам N_k , в суммарную тяговую силу P_k и скорость автомобиля V .

4.1 Потери энергии в трансмиссии

При движении автомобиля к его колесам подводится мощность N_k , величина которой меньше мощности двигателя N_e :

$$N_k = \eta_{тр} \cdot N_e, \quad (6)$$

где $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии (КПД).

Часть мощности $(1 - \eta_{тр}) \cdot N_e$ расходуется на преодоление трения в трансмиссии, образующегося при вращении валов и шестерен, перемешивании масла. При износе шестерен и подшипников трение увеличивается. Для уменьшения потерь мощности применяют маловязкие

масла, повышают твердость и чистоту обработки трущихся деталей.

По экспериментальным данным предложена формула для расчета потерь мощности в трансмиссии, учитывающая число шестерен, и карданных передач, через которые передается момент:

$$\eta_{\text{тр}} \approx 0,97^a \cdot 0,98^b \cdot 0,99^c,$$

где: a – число конических шестерен; b – число цилиндрических шестерен; c – число карданных шарниров.

Общий КПД трансмиссии равен произведению КПД агрегатов:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{\text{кап}},$$

где: $\eta_{\text{кп}}$ – КПД коробки передач; η_0 – КПД главной передачи; $\eta_{\text{кап}}$ – КПД карданной передачи. Для легковых автомобилей значение $\eta_{\text{тр}}$ составляет 0,88 ... 0,93, а для грузовых – 0,8 ... 0,86.

При движении автомобиля агрегаты трансмиссии нагреваются до температуры 60...80°C, уменьшается вязкость масла и снижается трение. При длительном движении с большими нагрузками масло в агрегатах сильно нагревается. Например, в горной местности температура масла в КП достигает 140 °C. В зимнее время потери в трансмиссии существенно увеличиваются: в начале движения $\eta_{\text{тр}}$ может понижаться до величины 0,6.

4.2 Связь двигателя с колесами

Колесо преобразует подводимый к нему крутящий момент M в тяговую силу P : $M = P \cdot r_{\text{ко}}$; $P = M/r_{\text{ко}}$, где $r_{\text{ко}}$ – радиус качения колеса в ведомом режиме.

Крутящий момент двигателя M_e передается к колесам автомобиля через трансмиссию: $M = M_e \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}$, где $i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Передаточное число редуктора i определяется как отношение частоты вращения первичного вала к частоте вращения вторичного вала. Если вторичный вал вращается быстрее первичного, то $i < 1$, если медленнее – $i > 1$. При последовательном соединении редукторов общее передаточное число равно произведению передаточных чисел этих редукторов. Запишем передаточное число трансмиссии автомобиля:

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{кп}} \cdot i_{\text{рк}} \cdot i_0 \cdot i_{\text{кр}}, \quad (7)$$

где указаны передаточные числа: $i_{\text{кп}}$ – коробки передач; $i_{\text{рк}}$ – раздаточной коробки (РК); i_0 – главной передачи; $i_{\text{кр}}$ – колесного редуктора.

Радиус качения $r_{\text{ко}}$ находят по расстоянию S , пройденному колесом:

$$S = 2\pi \cdot n \cdot r_{\text{ко}}; r_{\text{ко}} = S/(2\pi \cdot n),$$

где n – число оборотов колеса.

Радиус $r_{\text{ко}}$ не равен расстоянию от оси вращения колеса до опорной поверхности – динамическому радиусу. Качение колеса будет рассмотрено ниже в §5.

На колесах автомобиля создается тяговая сила $P_{\text{к}}$:

$$P_{\text{к}} = M/r_{\text{ко}} = \eta_{\text{тр}} \cdot M_{\text{е}} \cdot i_{\text{тр}}/r_{\text{ко}}. \quad (8)$$

Колесо преобразует угловую скорость вращения ω в линейную скорость V :

$$\omega = V/r_{\text{ко}}; V = \omega \cdot r_{\text{ко}}.$$

Скорость движения автомобиля определяется угловой скоростью вращения ω коленчатого вала двигателя и передаточным числом трансмиссии:

$$V = \omega \cdot r_{\text{ко}}/i_{\text{тр}}. \quad (9)$$

Передаточное число главной передачи находят при проектировании автомобиля из условия обеспечения его движения с максимальной скоростью V_{max} на высшей передаче. По формуле (9) находят наибольшее передаточное число $i_{\text{нп}}$ трансмиссии:

$$i_{\text{нп}} = \omega_{\text{max}} \cdot r_{\text{ко}}/(i_{\text{рк}} \cdot V_{\text{max}}); i_{\text{o}} = i_{\text{нп}}/i_{\text{д}},$$

где $i_{\text{рк}}$ – передаточное число коробки РК; $i_{\text{д}}$ – передаточное число повышающей передачи (обычно $i_{\text{д}} = 1$). Рекомендуют выбирать для легковых автомобилей число $i_{\text{o}} \leq 5$, для грузовых автомобилей – $i_{\text{o}} \leq 7$, для автомобилей с массой груза свыше 8 т – $i_{\text{o}} \leq 9$.

Передаточное число первой передачи сначала определяют из условия обеспечения движения автомобиля на дороге с заданным, максимальным дорожным сопротивлением ψ_{max} :

$$i_{\text{кп1}} = \psi_{\text{max}} \cdot G \cdot r_{\text{ко}}/(M_{\text{max}} \cdot i_{\text{o}} \cdot i_{\text{рк}} \cdot \eta_{\text{тр}}),$$

где G – вес автомобиля, M_{max} – максимальный момент ДВС; ψ – коэффициент сопротивления дороги, который будет рассмотрен в §6.1. Для автопоездов обычно назначают $\psi_{\text{max}} = 0,2 \dots 0,25$, для других автомобилей – $0,3 \dots 0,4$. Затем проверяют число $i_{\text{кп1}}$ по условию сцепления ведущих колес (отсутствию буксования):

где ϕ – коэффициент сцепления шин с дорогой (будет рассмотрен в §5.3).

Передаточные числа промежуточных передач располагают в диапазоне от $i_{\text{кп1}}$ до $i_{\text{д}}$ таким образом, чтобы наилучшим образом использовать мощность двигателя при движении автомобиля с различной скоростью. Значения чисел находят по формулам геометрической прогрессии:

$$i_{\text{кп1}}/i_{\text{кп2}} = i_{\text{кп2}}/i_{\text{кп3}} = \dots = i_{\text{кпn-1}}/i_{\text{кпn}} = q; 1/q = \sqrt[n-1]{i_{\text{д}}/i_{\text{кп1}}},$$

что удовлетворяет формуле

$$i_{\text{кпn}} = \sqrt[n-1]{i_{\text{д}}^{n-m} i_{\text{кп1}}},$$

где q – отношение передаточных чисел; $m = 1, 2, \dots, n$ – номер передачи; n – число передач. Для более полного использования мощности двигателя в зоне высших передач сближают передаточные числа:

$$i_{кпm} = i_{кпm} - (0,1 \dots 0,15) (i_{кпm-1} - i_{кпm}).$$

Полученные значения передаточных чисел агрегатов трансмиссии уточняют, подбирая конкретное число зубьев их шестерен.

§5. Типы шин и качение автомобильного колеса

На автомобиле шина выполняет следующие функции:

преобразует вращательное движение полуосей в поступательное движение автомобиля; демпфирует неровности дороги; создает тяговые и тормозные силы; создает боковые реакции дороги; создает стабилизирующий момент, который используется для сохранения прямолинейного движения автомобиля.

Свойства шины зависят от ее конструкции, типа шины, рисунка протектора и ее геометрических размеров. Основными выходными характеристиками шины являются сопротивление качению, боковому уводу и тормозному проскальзыванию.

5.1 Типы шин и их обозначение

Основные параметры легковых шин регламентированы ГОСТом 4754-97. Шина состоит из следующих частей (рис. 5.1):

каркас – изготавливается из корда с одним или несколькими слоями; применяются синтетические и металлические корды;

протектор – наружная, резиновая часть шины; образует беговую дорожку;

брекер – подушка между каркасом и протектором;

борт покрышки – жесткая часть шины, обеспечивающая крепление шины на ободу;

боковая стенка (боковина) – часть шины от протектора до борта;

ободная лента – устанавливается между камерой и ободом.

Выпускаются камерные и бескамерные шины. Современные легковые шины изготавливают бескамерными.

По конструкции шины подразделяются на радиальные и диагональные. Современные легковые шины выпускают радиальной конструкции.

В каркасе радиальной шины нити располагаются радиально. В каркасе диагональной шины нити располагаются наклонно под углом от 45 до 60 град. Диагональные шины рекомендуется применять на плохих дорогах. Применение бескамерных, радиальных шин позволяет снизить

потери на качение, улучшить сцепление с дорогой и увеличить скорость движения автомобиля.

Шинные заводы выпускают шины различного типа, с различными рисунками протектора. Рисунки протектора патентуют.

Выпускаются следующие типы шин:

дорожные шины – для дорог с усовершенствованным капитальным покрытием (категории дорог I, II и III); протектор имеет дорожный рисунок, разделен канавками на шашки или ребра;

универсальные шины – для дорог с облегченным капитальным покрытием (категории III, IV и V); протектор имеет универсальный рисунок, разделен на шашки или ребра, по краям – грунтозацепы;

шины повышенной проходимости – для условий бездорожья и мягких грунтов; протектор имеет высокие грунтозацепы, разделенные выемками;

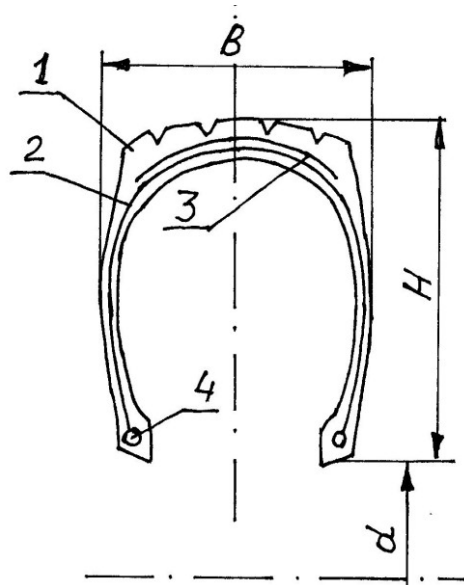


Рис. 5.1. Поперечный разрез шины:

1 – протектор; 2 – каркас; 3 – брекер; 4 – бортовое кольцо; B – ширина; H – высота профиля; d – посадочный диаметр

зимние шины – для обледенелых и заснеженных покрытий; протектор имеет зимний рисунок с острыми кромками выступов (M+S); допускается применение шипов противоскольжения (Ш);

всесезонные шины – для дорог, указанных для дорожных, универсальных и зимних шин; протектор имеет универсальный или оригинальный рисунок.

Для грузовых автомобилей выпускают специальные шины: пониженного давления, пневмокатики и шины высокой проходимости с большими грунтозацепами. На таких шинах нередко применяют направленные, несимметричные рисунки протектора.

Расшифруем стандартное обозначение шины 165/80R13:

165 – ширина профиля $B = 165$ мм (см. рис. 5.1); 80 – серия I_n в % (отношение высоты профиля H к его ширине B); R – шина радиальная; 13 – посадочный диаметр d в дюймах ($1'' = 25,4$ мм).

В маркировке шин дополнительно

указывается: 19

С – шина для легких грузовых автомобилей; PSI – индекс давления по правилу 54 ЕЭК ООН; F, G, J, K, L, M, N, P, Q, R, S, T, U, H, V – индекс скорости; TUBELESS – бескамерная; Steel – металлокорд; максимальная, нормальная нагрузка в кГ; максимальное давление в кПа ($1\text{кГ}/\text{см}^2 = 100\text{кПа}$).

Одна единица индекса PSI составляет 6,895 кПа. Для первой буквы F скорость равна 80 км/ч. Затем по порядку следования букв скорость увеличивается на 10 км/ч. Для буквы V скорость равна 240 км/ч (+30).

По маркировке 165/80R13 можно вычислить наружный диаметр шины: $D = 13 \cdot 25,4 + 2 \cdot 0,8 \cdot 165 = 330,2 + 264 = 594,2$ мм. По известному наружному диаметру D шины можно приближенно вычислить радиус качения: $r_{\text{ко}} \approx 0,48D$.

Радиус качения $r_{\text{ко}}$ вычисляют по формуле:

$$r_{\text{ко}} = d/2 + 0,85 \cdot H,$$

где d – посадочный диаметр в м; $H = I_n \cdot B/100$ – высота профиля в м.

Низкопрофильные шины серий 65...80 применяются на хороших дорогах. Это позволяет уменьшить высоту центра масс автомобиля и повысить его устойчивость при опрокидывании.

Срок службы шины зависит от ее конструкции и условий эксплуатации. Гарантийный пробег шины обычно составляет 30...60 тыс. км. При снижении давления в шине на 30% от рекомендуемого ее пробег может уменьшиться почти в два раза.

5.2 Качение колеса

Рассмотрим распределение нормальных напряжений в зоне контакта катящейся шины.

Шина прижимается к дороге нормальной нагрузкой и образуется пятно контакта. Для неподвижной шины нормальные напряжения распределены симметрично (рис. 5.2, см. $V = 0$). При качении шины в ней образуются необратимые потери при ее деформации. В передней зоне контакта происходит смятие протектора и каркаса – нормальные напряжения увеличиваются, а в задней зоне происходит их распрямление, и напряжения снижаются (рис. 5.2, см. $V > 0$).

При качении без увода образуется симметричная эпюра нормальных напряжений в поперечной плоскости (рис. 5.3, см. $P_B = P_N$). Распределение напряжений зависит от давления воздуха в шине. Если давление меньше номинального P_N , то по краям пятна контакта нормальные напряжения увеличиваются (см. рис. 5.3, $P_B < P_N$). Это приводит к износу боковых плеч шины. Если давление больше номинального, то увеличиваются напряжения в средней части пятна и изнашивается средняя часть беговой

дорожки. Следует заметить, что среднее значение нормальных напряжений примерно равно давлению воздуха в шине.

Для повышения проходимости автомобиля снижают давление P_B в шине, что снижает давление на грунт.

Рассмотрим сопротивление шины качению.

При качении колеса происходит смятие шины, элементы протектора проскальзывают и дорога деформируется. Потери на качение выражают с силой сопротивления качению или моментом сопротивления качению.

Вследствие потерь на качение образуется несимметричная эпюра нормальных напряжений в продольной плоскости колеса, что отражает смещение точки приложения нормальной реакции R_Z вперед на расстояние a (см. рис. 5.2). Образуется момент сопротивления качению:

$$M_f = a \cdot R_Z.$$

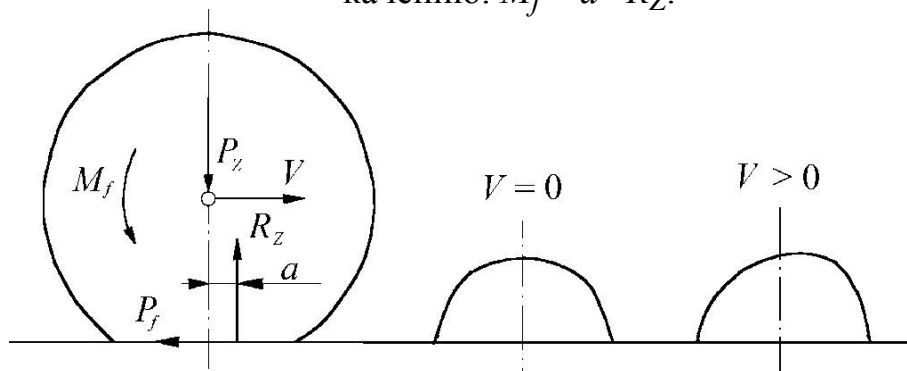


Рис. 5.2. Силы, действующие в контакте шины при качении, и эпюры нормальных напряжений в продольной плоскости

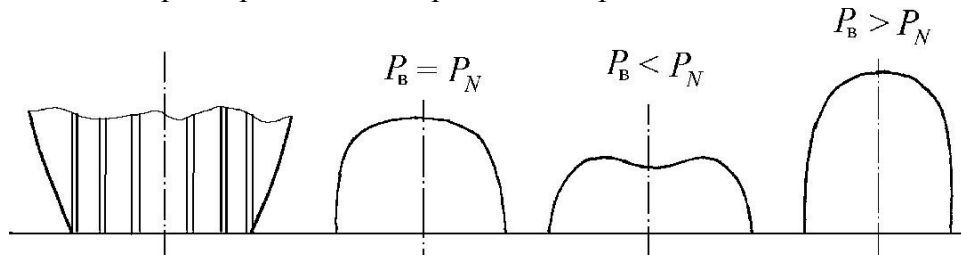


Рис. 5.3. Эпюры нормальных напряжений в поперечной плоскости шины при различных давлениях воздуха в шине

Силу сопротивления качению p_f связывают с моментом M_f и радиусом качения $r_{ко}$ (см. рис. 5.2):

$$p_f = M_f / r_{ко} = a \cdot R_Z / r_{ко}.$$

Для практических расчетов пользуются коэффициентом сопротивления качению:

$$f = p_f / R_Z; p_f = f \cdot R_Z. \quad (10)$$

Экспериментальными исследованиями установлено, что коэффициент сопротивления качению зависит от скорости движения автомобиля следующим образом:

$$f = f_0 \cdot (1 + k \cdot V^2), \quad (11)$$

где k – коэффициент, учитывающий влияние скорости.

В формулу (11) входит коэффициент f_0 , отражающий сопротивление качению при низкой скорости. На дороге в хорошем состоянии коэффициент f_0 снижается до значения 0,01, а на неровной, загрязненной дороге он возрастает до 0,03.

Для легковых автомобилей обычно принимают $k = 0,000144 \text{ с}^2/\text{м}^2$, тогда значение f при $V = 40 \text{ м/с}$ и $f_0 = 0,015$ увеличивается до 0,02. Значение коэффициента k невелико. Если скорость автомобиля менее 22 ... 25 м/с (80 ... 90 км/час), то в расчетах можно принимать $k = 0$.

Сумму сил p_f , равную силе сопротивления качению P_f автомобиля, считают внешней силой и прилагают в средней точке контакта шин с дорогой.

При больших скоростях автомобиля может наступить резонанс: частота радиальных колебаний протектора на шине совпадет с числом оборотов колеса в секунду. Это приведет к резкому увеличению силы сопротивления качению и к разрушению шины. Явлением резонанса ограничена максимальная скорость качения шины.

5.3 Коэффициент сцепления шины с покрытием дороги

Трение обычно играет в механизмах отрицательную роль. Трение сопровождается износом поверхностей, нагревом деталей и потерями энергии. Поэтому трение в механизмах уменьшают, применяя смазки. Однако в технике используют и положительную роль трения. На автомобилях силу трения используют для передачи крутящего момента от двигателя к коробке передач, силами трения являются тяговая и тормозная силы.

Силу трения $P_{\text{тр}}$ принято выражать с помощью коэффициента трения $f_{\text{тр}}$. Коэффициент трения равен частному: $f_{\text{тр}} = P_{\text{тр}}/P_Z$. Для измерения коэффициента трения образец прижимают к поверхности, нагружают его нормальной силой P_Z и замеряют динамометром $P_{\text{тр}}$ при малой скорости скольжения.

В теории автомобиля применяется аналогичное по смыслу понятие: коэффициент сцепления шины с дорогой. Он равен отношению максимальной (сцепной) силы P_{ϕ} , передаваемой от дороги к шине, к нормальной нагрузке на шину P_Z :

$$\phi = P_{\phi}/P_Z. \quad (12)$$

Коэффициент сцепления измеряется при эксплуатационной скорости автомобиля. Для измерения коэффициента сцепления движущееся колесо нагружают силой P_Z и подводят тормозной момент (или устанавливают с большими углами увода), измеряют силу P_{ϕ} . Обычно $\phi < f_{\text{тр}}$.

При движении колеса с указанной скоростью наружные слои резины протектора нагреваются в контакте до температуры 250...300°C. Это приводит к разложению резины (при торможении юзом образуется дым).

Также нагреваются наружные слои покрытия дороги. Изнашиваются шина и покрытие. Обычно выполняется условие: $\varphi = f_{\text{тр}}$.

Коэффициент φ отражает сцепные свойства шин независимо от их размера. Его также применяют для оценки сцепных свойств дорог. Для этого на исследуемых дорогах испытывают стандартные шины и измеряют коэффициент φ .

Ниже в §9 и §10 будут рассмотрены характеристики продольного проскальзывания и увода шин. Характеристики выражаются зависимостями тормозной реакции шины от проскальзывания и боковой реакции шины от угла увода. Коэффициент сцепления шины отражает максимальные значения реакций на этих характеристиках.

§6. Сопротивление движению автомобиля

6.1 Сопротивление качению и подъему

Сумма сил сопротивления качению всех колес образует силу P_f сопротивления качению автомобиля:

$$P_f = f \cdot G. \quad (13)$$

Для измерения коэффициента сопротивления качению f автомобиля его закрывают экраном и буксируют тягачом. Экран соединяют с тягачом, трансмиссию отключают, замеряют динамометром на крюке силу P_f . Вычисляют коэффициент сопротивления качению: $f = P_f / G$.

По силе сопротивления качению подсчитать мощность N_f , затрачиваемую на ее преодоление:

$$N_f = P_f \cdot V = f \cdot G \cdot V. \quad (14)$$

При движении автомобиля на подъеме образуется сила сопротивления подъему. Обычно угол подъема имеет малую величину, что позволяет использовать коэффициент сопротивления подъему i :

$$P_i = i \cdot G, \quad (15)$$

где $i = \sin(\gamma) \approx \gamma$, γ – угол подъема в рад, G – вес автомобиля.

На преодоление подъема затрачивается мощность N_i :

$$N_i = P_i \cdot V = i \cdot G \cdot V. \quad (16)$$

При движении на уклоне образуются отрицательные значения P_i и N_i .

Для упрощения расчетов формулы (13) и (15) часто объединяют:

$$P_\psi = P_f + P_i = f \cdot G + i \cdot G = (f + i) \cdot G = \psi \cdot G; \quad \psi = f + i; \quad (17)$$
$$N_\psi = P_\psi \cdot V = \psi \cdot G \cdot V.$$

где P_ψ – сила сопротивления дороги; ψ – коэффициент сопротивления дороги; N_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления дороги. При движении на уклоне в случае $f + i < 0$ имеем отрицательные значения ψ и N_ψ .

6.2 Сопротивление воздуха

Сила сопротивления воздуха P_W действует против направления движения автомобиля. При движении с большой скоростью на преодоление силы P_W затрачивается наибольшая часть мощности двигателя. Потери мощности складываются из различных составляющих, что отражено в табл. 6.1.

Однако вычислить эти составляющие отдельно сложно. Поэтому в расчетах пользуются одной, суммарной силой P_W . Ее прилагают в центре парусности автомобиля. При расчете эксплуатационных свойств автомобиля используют следующую формулу:

$$P_W = k \cdot F \cdot V^2, \quad (18)$$

где k , $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ – коэффициент обтекаемости автомобиля; F , м^2 – лобовая площадь автомобиля (площадь Миделя); V , $\text{м}/\text{с}$ – скорость автомобиля.

Таблица 6.1

Распределение затрат мощности на составляющие сопротивления воздуха

Затраты в %	Составляющие
55...65	Лобовое сопротивление (разность давлений спереди сзади)
5...8	Создание подъемной силы (разность давлений сверху и снизу)
8...10	Трение воздуха о поверхность кузова
4...15	Сопротивление выступающих частей (зеркала, знаки, крылья, ручки, и т. д.)
10...15	Прохождение воздуха через подкапотное пространство, что необходимо для охлаждения двигателя

Произведение $k \cdot F = W$, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$ называют фактором обтекаемости. Параметры k , F и W считают для автомобиля постоянными. Их значения приведены в таблице 6.2 для автомобилей различного типа.

Величину лобовой площади F_{Γ} для грузового и $F_{\text{Л}}$ для легкового автомобиля приближенно подсчитывают по формулам:

$$F_{\Gamma} = B \cdot H, \quad F_{\text{Л}} = 0,78 \cdot B \cdot H, \quad (19)$$

где B – габаритная ширина автомобиля; H – габаритная высота автомобиля.

Сила P_W увеличивается в среднем на 25% на каждый прицеп автомобиля. При установке прицепа на седельный тягач сила P_W увеличивается на 10%. В настоящее время широко применяются обтекатели. Они позволяют снизить силу P_W на 10...15%.

Затраты мощности на преодоление сопротивления воздуха зависят не только от скорости автомобиля, но и от скорости ветра и его направления. При боковом ветре площадь обтекаемости автомобиля увеличивается и возрастает сила сопротивления воздуха P_W . Силу P_W в этом случае рассчитывают с учетом обтекаемости автомобиля в продольной и поперечной плоскости /1/.

Для измерения коэффициента обтекаемости автомобиля выполняют дорожные испытания автомобиля. Сначала определяют сопротивление качению. Затем производят испытания выбег. Находят суммарную силу сопротивления движению и исключают из нее силу сопротивления качению. Иногда автомобили испытывают в аэродинамической трубе. Пример. Для определения коэффициента обтекаемости автомобиля ЗАЗ его установили на крышу автомобиля ЗИЛ-114 и измеряли силу P_W при разной скорости.

По силе P_W находят мощность N_W , затрачиваемую на ее преодоление:

$$N_W = P_W \cdot V = k \cdot F \cdot V^3. \quad (20)$$

Таблица 6.2

Значения коэффициента обтекаемости k , площади F и фактора обтекаемости для автомобилей различного типа

Тип автомобиля	$k, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$	$F, \text{м}^2$	$W, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$
Легковой, с закрытым кузовом	0,2...0,35	1,6...2,8	0,3...0,9
Легковой, с открытым кузовом	0,4...0,5	1,5...2,0	0,6...1,0
Грузовой	0,6...0,7	3,0...5,0	1,8...3,5
Автобус	0,6...0,8	4,5...6,5	1,8...3,9
Гоночный	0,13...0,15	1,0...1,3	0,13...0,18

6.3 Ограничение тяговой силы сцеплением шин с дорогой

Крутящий момент двигателя подводится через трансмиссию к колесам автомобиля, образуется тяговая сила P_k . Однако сила P_k ограничена сцеплением шин с дорогой.

Если попытаться подвести к колесу окружную силу P больше $P_\phi = \phi \cdot P_Z$, где P_Z – нормальная нагрузка на колесо, то колесо будет буксовать. Развиваемая тяговая сила ограничится сцепной силой P_ϕ : $P \leq P_\phi$.

Для автомобиля тяговая сила P_k ограничена сцеплением и нагрузкой на ведущие оси:

$$P_k = M_e \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} / r_{\text{ко}}; P_{\text{кф}} = \phi \cdot G_{\text{в}}; P_k \leq P_{\text{кф}}, \quad (21)$$

где $G_{\text{в}}$ – нормальная нагрузка на ведущие колеса, G – вес автомобиля. Нагрузка на ведущие оси зависит от числа ведущих колес: $G_{\text{в}} \approx G \cdot n_{\text{в}} / n_{\text{о}}$, где $n_{\text{в}}$ – число ведущих колес и $n_{\text{о}}$ – число всех колес автомобиля. Чем больше тяговая сила, тем лучше проходимость автомобиля. Наилучшей проходимостью обладают полноприводные автомобили: $n_{\text{в}} / n_{\text{о}} = 1$.

У заднеприводного автомобиля при действии тяговой силы увеличивается нагрузка на заднюю ось и можно достичь большей тяговой силы $P_{\text{кф}}$. У переднеприводного автомобиля при действии тяговой силы нагрузка на переднюю ось снижается и снижается $P_{\text{кф}}$.

Теперь уже очевидно: проходимость автомобиля невозможно улучшить путем увеличения передаточного числа трансмиссии.

Из ограничения сцепной силы следует ограничение мощности $N_{\text{кф}}$, подводимой к его колесам:

$$N_{\text{кф}} = P_{\text{кф}} \cdot V \leq \phi \cdot G_{\text{в}} \cdot V. \quad (22)$$

6.4 Силовой и мощностной балансы автомобиля

При движении автомобиля тяговая сила тратится на преодоление сил сопротивления движению и на разгон автомобиля:

$$P_k = P_f + P_i + P_W + P_j = P_\psi + P_W + P_j = P_c + P_j,$$

где P_j – сила инерции. Это уравнение называют уравнением силового баланса.

Силовой баланс связывает в одно целое все составляющие, на которые тратится тяговая сила. По силовому балансу легко найти, какую долю занимает каждая составляющая, определить максимальную скорость движения при заданном сопротивлении дороги, вычислить максимальное дорожное сопротивление и подъем, преодолеваемый автомобилем, найти силу тяги на крюке и ускорение автомобиля на каждой передаче.

Силовой баланс автомобиля принято отображать графически. На графике отображают зависимости сил сопротивления движению и тяговой силы P_k (рис. 6.1) от скорости автомобиля V . Сначала откладывают силу P_f , к ней прибавляют силу P_i , затем к их сумме P_ψ прибавляют силу P_W , получая общую сумму (см. рис. 6.1).

Тяговая сила зависит от крутящего момента двигателя M_e , передаточного числа трансмиссии и радиуса качения колес:

Наибольшая сила развивается на первой передаче, наименьшая – на высшей. Значение силы P_k соответствует одновременно угловой скорости ω вала двигателя и скорости V автомобиля. Двигатель автомобиля обычно жестко связан с колесами: $V = \omega \cdot r_{\text{ко}}/i_{\text{тр}}$. Чтобы построить график зависимости $P_k = f(V)$ сначала вычисляют P_k , затем V и на графике наносят точки (V, P_k) . Точки соединяют плавной линией. Получают число кривых, равное числу передач.

Точка пересечения кривых $P_k = f(V)$ и $P_c = f(V)$ отражает максимальную скорость V_{max} автомобиля при заданном сопротивлении движению (см. рис. 6.1). Разность значений $P_k - P_c$ создает ускорение ($P_k > P_c$) или замедление ($P_k < P_c$) автомобиля, и равна силе инерции:

$$P_j = P_k - P_c.$$

Если мы разгоним автомобиль до скорости $V > V_{\text{max}}$, то получим силу $P_j < 0$. Скорость автомобиля будет снижаться до тех пор, пока не наступит $P_k = P_c$ и $P_j = 0$. Если $V < V_{\text{max}}$, то $P_j > 0$ и скорость автомобиля будет увеличиваться. Обычно водитель снижает подачу топлива, кривая $P_k = f(V)$ смещается вниз, и кривые $P_k = f(V)$, $P_c = f(V)$ пересекаются при необходимом ему значении скорости V_T (см. пунктирную линию на рис. 6.1). В режиме разгона водитель обычно дает полный газ, и автомобиль разгоняется до скорости V_{max} , ограниченной ω_{max} двигателя, затем включает следующую передачу.

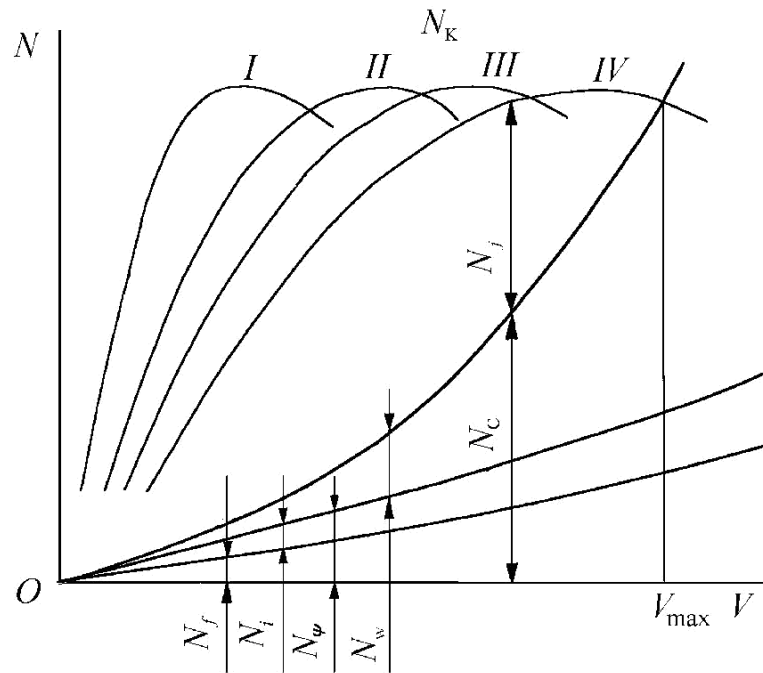


Рис. 6.2. Мощностной баланс автомобиля

§7. Динамические свойства автомобиля

Ускорение j , с которым движется тело, по второму закону Ньютона прямо пропорционально действующей на тело силе P и обратно пропорционально его массе M :

$$j = P/M,$$

где P – в Н, M – в кг и j – в м/с^2 . Чтобы подчеркнуть физический смысл ускорения, часто говорят: метр в секунду за секунду.

Аналогичный смысл имеет угловое ускорение:

$$\varepsilon = M_k/I,$$

где M_k , Н·м – крутящий момент, I , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент инерции маховика, ε , рад/с^2 – угловое ускорение (радиан часто опускают и пишут $1/\text{с}^2$).

Произведение $j \cdot M$ называют силой инерции, $\varepsilon \cdot I$ – инерционным моментом.

Линейные и угловые перемещения x и β , скорости v и ω , ускорения j и ε связаны между собой производными по времени t :

$$v = dx/dt; \omega = d\beta/dt; j = dv/dt = d^2x/dt^2; \varepsilon = d\omega/dt = d^2\beta/dt^2.$$

При записи уравнений, содержащих производные по времени, часто первую производную переменной выражают одной точкой сверху переменной, а вторую производную – двумя точками.

7.1 Ускорение автомобиля при разгоне

На автомобиле имеются вращающиеся детали: в двигателе, сцеплении, коробке передач, ведущем мосту и др. Поэтому при разгоне автомобиля часть мощности двигателя тратится на разгон вращающихся масс. Кинетическая энергия вращающейся детали с моментом инерции I зависит от квадрата ее скорости ω : $I \cdot \omega^2/2$. Поэтому наибольшая часть энергии тратится на раскручивание быстро вращающихся деталей – особенно маховика двигателя.

Детали автомобиля имеют разные моменты инерции и вращаются с разной скоростью. Вычислить для каждой детали кинетическую энергию сложно. Поэтому в практических расчетах применяют специальный безразмерный коэффициент δ , с помощью которого учитывают потери на раскручивание деталей. Его называют коэффициентом учета вращающихся масс. Он отражает увеличение инерции автомобиля из-за наличия на нем вращающихся деталей:

$$\delta = M_{\text{пр}}/M = (M + M_{\text{в}})/M = 1 + M_{\text{в}}/M,$$

где: $M_{\text{пр}} = M + M_{\text{в}}$ – приведенная масса автомобиля; M – масса автомобиля;

$M_{\text{в}}$ – дополнительная масса, эквивалентная всем вращающимся деталям.

Коэффициент δ зависит от передаточного числа $i_{\text{кп}}$ коробки передач:

$$\delta = 1,03 + \alpha \cdot i_{\text{кп}}^2 \quad (24)$$

где: $\alpha = 0,05 \dots 0,07$ – легковые автомобили;

$\alpha = 0,04 \dots 0,06$ – грузовые автомобили.

Значения α приведены для автомобиля с полной массой. Для снаряженного автомобиля значения α больше: $M_{\text{в}} = (\delta_{\text{гр}} - 1) \cdot M_{\text{гр}}$; $\delta_{\text{сн}} = 1 + M_{\text{в}}/M_{\text{сн}}$.

Пример. Возьмем автомобиль ВАЗ-2103 полной массы 1430 кг. Для него на первой передаче $i_{\text{кп}} = 3,75$. Находим $\delta = 1,03 + 0,06 \cdot 3,75^2 = 1,87$. Получаем: при разгоне на первой передаче наличие вращающихся масс эквивалентно прицепу массой $(1,87 - 1) \cdot 1430 = 1244$ кг. При движении на четвертой передаче: $\delta = 1,03 + 0,06 \cdot 1^2 = 1,09$; $0,09 \cdot 1430 = 129$ кг. Для снаряженного автомобиля массой 1055 кг получим значения δ соответственно: 2,18 и 1,12.

Ускорение автомобиля выражается уравнениями следующего вида:

$$j = (P_{\text{к}} - P_{\text{f}} - P_{\text{i}} - P_{\text{w}})/(M \cdot \delta), \quad (25)$$

$$M \cdot \delta \cdot j = P_{\text{к}} - P_{\text{f}} - P_{\text{i}} - P_{\text{w}}.$$

Легко видеть, что уравнение (25), отличается от уравнения второго закона Ньютона.

Член $M \cdot \delta \cdot j$ называют силой сопротивления инерции $P_j = M \cdot \delta \cdot j$ и записывают уравнение силового баланса в следующем виде:

$$P_{\text{к}} = P_{\text{f}} + P_{\text{i}} + P_{\text{w}} + P_j. \quad (26)$$

При разгоне $P_j > 0$, при движении накатом $P_j < 0$ и P_j является движущей силой.

По уравнению (25) вычисляют ускорения автомобиля на каждой 30

передаче. Затем строят графики зависимостей $j = f(V)$ для каждой передачи (рис. 7.1).

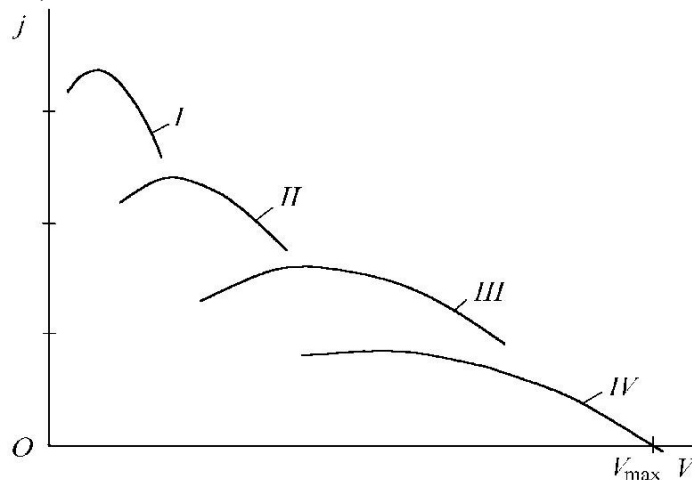


Рис. 7.1. Ускорения автомобиля на разных передачах

7.2 Динамический фактор автомобиля

При движении автомобиля его геометрические параметры остаются постоянными. Следовательно, сила сопротивления воздуха является заданным параметром. Водитель может изменить лишь разницу $P_k - P_w$. Эту разницу называют свободной силой. Отношение свободной силы к весу автомобиля называют динамическим фактором:

$$D = (P_k - P_w)/G. \quad (27)$$

Динамический фактор не имеет размерности, физический его смысл эквивалентен коэффициенту сцепления. Он отражает, какой частью силы веса автомобиля может распорядиться водитель для разгона и преодоления сил сопротивления дороги. Динамический фактор зависит от загрузки автомобиля: при увеличении массы груза фактор D снижается. То есть, груженный автомобиль имеет динамику хуже, чем снаряженный автомобиль.

При движении с постоянной скоростью динамический фактор равен коэффициенту сопротивления дороги, который может преодолеть автомобиль:

$$D = f + i = \psi. \quad (28)$$

В режиме разгона динамический фактор выражает максимальное ускорение автомобиля:

$$j_{\max} = (D - \psi) \cdot g/\delta. \quad (29)$$

Графиками зависимостей динамического фактора D на каждой передаче от скорости автомобиля отображают динамический паспорт автомобиля (рис. 16). Обычно строят динамический паспорт для груженого

автомобиля. Затем изображают дополнительную шкалу по D для снаряженного автомобиля.

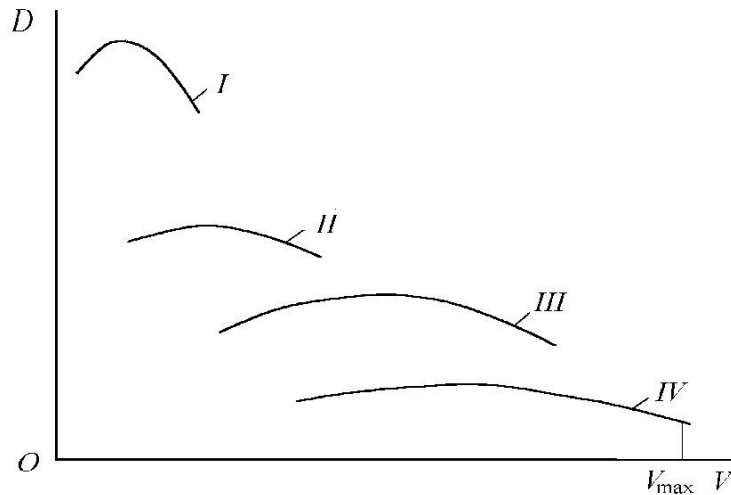


Рис. 7.2. Динамический паспорт автомобиля

7.3 Ограничение динамического фактора по сцеплению

Максимальная величина тяговой силы P_K ограничена сцеплением шин с дорогой: $P_K \leq \varphi \cdot G_B$. По уравнению (25) имеем следующее ускорение автомобиля:

$$j = \leq (\varphi \cdot G_B - P_W - P_{\Psi}) / (M \cdot \delta).$$

Подставим теперь в формулу (27) ограниченное значение P_K :

$$D_{\varphi} = (\varphi \cdot G_B - P_W) / G = \varphi \cdot G_B / G - P_W / G. \quad (30)$$

При постоянном значении φ с ростом скорости сопротивление воздуха увеличивается и динамический фактор D снижается. Зависимостью G_B от тяговой силы при расчете фактора D_{φ} обычно пренебрегают. Полагают, что фактор D_{φ} зависит лишь от скорости.

Чтобы отразить ограничение динамического фактора автомобиля по сцеплению, на динамический паспорт наносят зависимости $D_{\varphi} = f(V)$ для разных значений φ (рис. 7.3).

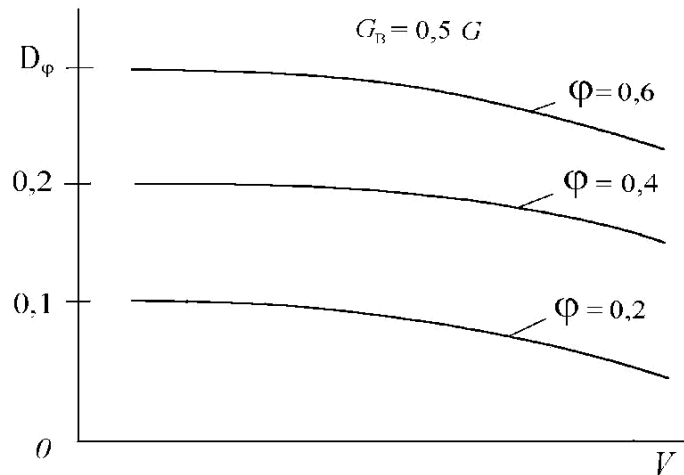


Рис. 7.3. Ограничение динамического фактора автомобиля по сцеплению

7.4 Процесс разгона автомобиля

Процесс разгона автомобиля разбивают на отдельные участки.

Первый участок ОА (рис. 18) отражает разгон с места. На этом участке обычно включают первую передачу, применяют сцепление. Водитель выжимает сцепление, дает газ, и плавно, не до конца, отпускает педаль сцепления. Крутящий момент, создаваемый двигателем, передается через трансмиссию к колесам, и образуется тяговая сила: $P_k = M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр} / r_{к0}$. Величина силы P_k зависит от сил нажатия на педаль сцепления и на педаль газа. Автомобиль движется с ускорением: $j = (P_k - P_c) / (\delta \cdot M)$, где коэффициент δ можно считать равным единице.

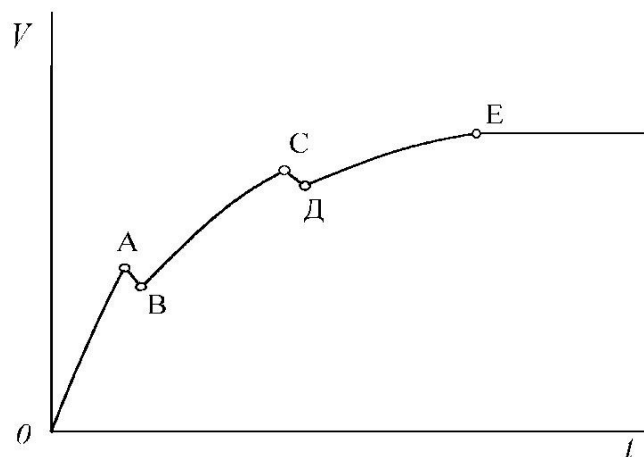


Рис. 7.4. Изменение скорости автомобиля при разгоне на первой ОА, второй ВС и третьей ДЕ передачах; переключение передач на участках АБ и СД

Скорость автомобиля увеличивается до тех пор, пока скорость вращения коленчатого вала превышает скорость вращения первичного вала коробки передач. Обычно при разгоне с места водитель удерживает педаль сцепления в одном положении, и скорость автомобиля

увеличивается линейно по времени t . Считают постоянными мощность N_e , крутящий момент M_e и скорость ω коленчатого вала.

Второй участок АБ (см. рис. 18) отражает переключение передач. Водитель выжимает педаль сцепления, отключая двигатель от трансмиссии. Автомобиль движется по инерции накатом, но на него действуют силы сопротивления движению. Скорость автомобиля снижается:

$$j = -P_c / (\delta \cdot M), \text{ где } \delta = 1,03.$$

При переходе на высшую передачу водитель снижает подачу топлива, а при переключении на низшую передачу – добавляет подачу. Время переключения передач составляет 1...2 с.

Затем выполняется разгон на второй передаче – третий участок ВС (см. рис. 18). Обычно рассчитывают разгон при максимальной подаче топлива, по внешней, скоростной характеристике двигателя с ускорением:

$$j = (P_k - P_c) / (\delta \cdot M).$$

На этом участке двигатель жестко связан с колесами, и момент M_e зависит от скорости автомобиля V_a . Разгон на второй передаче заканчивают, если частота вращения ω достигает ω_N или ω_{\max} .

Третий участок СД (см. рис. 18) отражает переключение передач со второй на третью. Он не имеет существенных отличий от рассмотренного выше участка АБ. Четвертый участок ДЕ (см. рис. 18) отражает разгон на третьей передаче. Этот участок также не имеет существенных отличий от рассмотренного выше участка ВС.

После достижения автомобилем заданной скорости водитель снижает подачу топлива, и автомобиль движется с постоянной скоростью. Если водитель включит нейтральную передачу, то автомобиль будет двигаться накатом до остановки.

7.5 Расчет разгона автомобиля

Процесс разгона автомобиля описывается дифференциальным уравнением второго порядка:

$$d^2s/dt^2 = j(V, s, t),$$

где V и s – скорость и путь автомобиля, t – время (независимая переменная), $j(V, s, t)$ – функция ускорения от V, s, t . Уравнение второго порядка преобразуют к двум дифференциальным уравнениям первого порядка:

$$\begin{aligned} dV/dt &= j(V, s, t); \\ ds/dt &= V(s, t), \end{aligned} \quad (31)$$

и получают систему двух дифференциальных уравнений первого порядка.

Расчет разгона автомобиля сводится к интегрированию системы уравнений (31). Для интегрирования таких систем разработаны специальные методы: метод Эйлера, методы Рунге-Кутты и др. Для расчета

разгона автомобиля достаточную точность дает метод Эйлера. Он простой, надежный и легко программируется. Движение автомобиля при торможении, при повороте и др. также описывается дифференциальными уравнениями, которые тоже можно интегрировать методом Эйлера.

Смысл численного интегрирования заключается в следующем.

От бесконечно малых величин dV , ds и dt переходят к обычным малым величинам – приращениям: ΔV , Δs и Δt . Значения приращений зависят, главным образом, от выбранной величины Δt шага интегрирования. Чем меньше Δt , тем выше точность интегрирования, но больше время расчета на компьютере. Для каждой системы уравнений величину Δt подбирают, контролируя точность вычислений. При расчете разгона автомобиля можно принять $\Delta t = 0,001$ и даже $0,01$ с. По методу Эйлера фактически полагают, что в течение интервала Δt ускорение и скорость автомобиля являются постоянными.

Уравнения (31) записывают в виде приращений:

$$\Delta V = j(V, s, t) \cdot \Delta t; \Delta s = V(s, t) \cdot \Delta t.$$

По приращениям вычисляют скорость, путь и время:

$$\begin{aligned} V_2 &= V_1 + \Delta V = V_1 + j(V_1, s_1, t_1) \cdot \Delta t; \\ s_2 &= s_1 + \Delta s = s_1 + V_1 \cdot \Delta t; \\ t_2 &= t_1 + \Delta t, \end{aligned} \quad (32)$$

где v_1, s_1, t_1 – скорость, путь и время в начале шага; v_2, s_2, t_2 – скорость, путь и время в конце шага.

Следует подчеркнуть, что ускорение вычисляют по значениям переменных V, s, t в начале шага. На следующем шаге принимают $V_1 = V_2, s_1 = s_2, t_1 = t_2$, и по уравнениям (32) снова рассчитывают скорость, путь и время в конце этого шага.

Значения V, s, t в начальный момент времени называют начальными условиями. Если автомобиль разгоняется с места, то полагают $V_1 = s_1 = t_1 = 0$. Если рассматривается следующий участок разгона, то начальные условия V_1, s_1, t_1 берут равными значениям, полученным в конце предшествующего участка.

Запишем пункты расчета разгона автомобиля по методу Эйлера, учитывая условия конца участка и вывод на печать:

- 1) Задаем: параметры автомобиля, двигателя, дороги; интервал времени интегрирования Δt ; интервал времени вывода на печать Δt_{Π} ; скорость $V_{\text{к}}$ или путь $s_{\text{к}}$ или время $t_{\text{к}}$ в конце участка. Задаем режим, по которому определяется конец участка разгона: по скорости $v_{\text{к}}$, по пути $s_{\text{к}}$, по времени $t_{\text{к}}$.
- 2) Задаем начальные условия V_1, s_1, t_1 ; время печати $t_{\Pi} = 0$;
- 3) Вычисляем ускорение автомобиля $j(V_1, s_1, t_1)$;
- 4) По формулам (32) вычисляем значения $V_2, s_2, t_2, t_{\Pi} = t_{\Pi} + \Delta t$;

5) Если $t_{\Pi} > \Delta t_{\Pi}$, то печатаем на экран или в файл j , V_2 , s_2 , t_2 и другие параметры автомобиля; задаем $t_{\Pi} = 0$;

6) Проверяем, достигнут или нет конец участка:

если $V_2 \geq V_K$ или $s_2 \geq s_K$ или $t_2 \geq t_K$, то переходим к 8);

7) Переходим к расчету следующего участка (пункт 3), принимая

8) Стоп.

Следует заметить, что при расчете ускорения на каждом шаге вычисляются силы сопротивления качению, подъему и воздуха, а также крутящий момент двигателя и тяговая сила на колесах, коэффициент учета вращающихся масс. Они вычисляются по рассмотренным выше формулам, которые записываются последовательно и образуют блок вычислений.

Указанные пункты использованы в программе расчета на компьютере, которая рекомендуется к применению при выполнении курсового проекта.

Процесс разгона автомобиля можно рассчитать вручную на калькуляторе. Расчет получается громоздким, занимает много времени, точность расчета – низкая (5...20%).

Для расчета используют график зависимости ускорения от скорости $j(V)$ – рис. 19, а. Участок разбивают на интервалы по скорости V . Число интервалов зависит от кривизны зависимости $j(V)$. Обычно число участков не превышает 10. Для упрощения расчетов лучше выбрать постоянное приращение скорости ΔV .

Берут из графика значения скоростей $V_1 \dots V_7$ и ускорений $j_1 \dots j_7$, и составляют таблицу 7.1. В таблице использованы формулы:

$$V_{\text{cp}} = (V_1 + V_2)/2; j_{\text{cp}} = (j_1 + j_2)/2; \Delta V = V_2 - V_1;$$

$$\Delta t = \Delta V/j_{\text{cp}}; \Delta s = V_{\text{cp}} \cdot \Delta t; s = s + \Delta s; t = t + \Delta t,$$

где: V_{cp} – среднее значение скорости на интервале; j_{cp} – среднее значение ускорения на интервале; ΔV – приращение скорости на интервале; Δt – приращение времени на интервале; Δs – приращение пути на интервале; s – путь на интервале (нарастающий); t – время на интервале (нарастающее). Формулы подробно указаны в таблице. Начальные условия: t_1 , V_1 и s_1 .

На рис 19, б) показана расчетная зависимость пути автомобиля от скорости. На рис. 19, в) показана расчетная зависимость скорости автомобиля от времени разгона.

Таблица 7.1

Формулы и образец таблица к расчету пути x разгона автомобиля

Параметр	Номер точки						
	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_7
$V, \text{ м/с}$	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_7
$j, \text{ м/с}^2$	j_1	j_2	j_3	j_4	j_5	j_6	j_7

Параметр	Интервал					
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7
$V_{cp}, \text{ м/с}$	$(V_1 + V_2)/2$	$(V_2 + V_3)/2$	$(V_3 + V_4)/2$	$(V_4 + V_5)/2$	$(V_5 + V_6)/2$	$(V_6 + V_7)/2$
$j_{cp}, \text{ м/с}^2$	$(j_1 + j_2)/2$	$(j_2 + j_3)/2$	$(j_3 + j_4)/2$	$(j_4 + j_5)/2$	$(j_5 + j_6)/2$	$(j_6 + j_7)/2$
$\Delta V, \text{ м/с}$	$V_2 - V_1$	$V_3 - V_2$	$V_4 - V_3$	$V_5 - V_4$	$V_6 - V_5$	$V_7 - V_6$
$\Delta t, \text{ с}$	$\Delta V_{21}/j_{12}$	$\Delta V_{32}/j_{23}$	$\Delta V_{43}/j_{34}$	$\Delta V_{54}/j_{45}$	$\Delta V_{65}/j_{56}$	$\Delta V_{76}/j_{67}$
$\Delta s, \text{ м}$	$V_{12} \cdot \Delta t_{12}$	$V_{23} \cdot \Delta t_{23}$	$V_{34} \cdot \Delta t_{34}$	$V_{45} \cdot \Delta t_{45}$	$V_{56} \cdot \Delta t_{56}$	$V_{67} \cdot \Delta t_{67}$
$s, \text{ м}$	$s_1 + \Delta s_{12}$	$s_2 + \Delta s_{23}$	$s_3 + \Delta s_{34}$	$s_4 + \Delta s_{45}$	$s_5 + \Delta s_{56}$	$s_6 + \Delta s_{67}$
$t, \text{ с}$	$t_1 + \Delta t_{12}$	$t_2 + \Delta t_{23}$	$t_3 + \Delta t_{34}$	$t_4 + \Delta t_{45}$	$t_5 + \Delta t_{56}$	$t_6 + \Delta t_{67}$

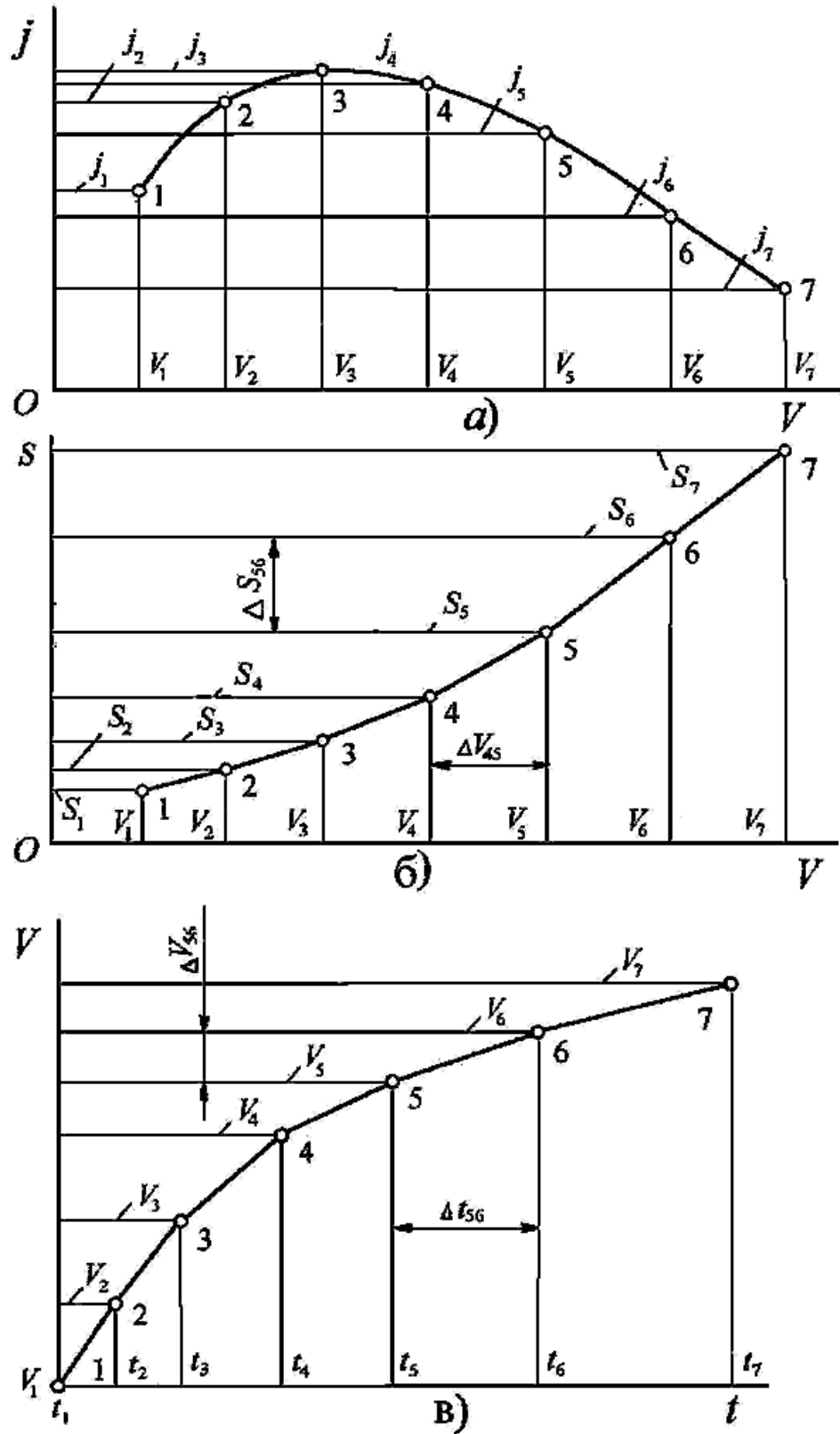


Рис. 7.5. Графики ускорения автомобиля а), пути автомобиля б) и скорости автомобиля в) при разгоне

7.6 Показатели равномерного движения и разгона автомобиля

Максимальная скорость.

Максимальную скорость автомобиля измеряют на ровном участке дороги при полной подаче топлива. Испытывают автомобиль с полной массой. По ГОСТу 21398-75 максимальная скорость для грузовых автомобилей и автопоездов должна быть не менее 80 км/ч. По европейскому стандарту скорость должна быть не менее 100 км/ч для одиночного автомобиля и 80 км/ч для автопоезда.

Условная максимальная скорость.

Экспериментально измерить максимальную скорость невозможно. Поэтому измеряют условную максимальную скорость при выше указанных условиях на участке длиной 2 км. Выполняется разгон с места и на последних 400 м замеряется средняя скорость движения.

Время разгона на заданном ограниченном пути (400 и 1000 м) до заданной скорости.

При указанных выше условиях замеряют время разгона до скорости автомобиля 50 или 100 км/ч. Для грузовых автомобилей берут 50 км/ч, для легковых – 100 км/ч.

Пример. Время разгона автомобиля ГАЗ-24 равно 21, «Чайки» – 15, спортивного автомобиля – несколько секунд.

Минимальная, устойчивая скорость.

Измеряется на высшей передаче, она соответствует той минимальной скорости, с которой может равномерно двигаться автомобиль на ровной дороге.

Максимальный подъем.

Измеряется при включенной первой передаче и дополнительной коробки передач (раздаточная коробка или специальная понижающая передача). По ГОСТу 21398-75 для грузовых одиночных автомобилей с полной массой подъем установлен 25% (14,5 град), для автопоездов – 18% (10,4 град). Для легковых автомобилей не нормируется.

Сила тяги на крюке.

Измеряется на низшей передаче при полной массе автомобиля. Характеризует способность автомобиля к буксированию прицепа.

Средняя максимальная скорость.

Измеряется на специальном участке дороги длиной 15 км с подъемами и уклонами. Характеризует эксплуатационную скорость движения автомобиля в транспортном потоке.

Экспериментальное измерение перечисленных показателей часто заменяют расчетами.

§8. Топливная экономичность автомобиля

Топливная экономичность отражает способность автомобиля рационально использовать энергию топлива на совершение транспортной работы. Вопрос повышения топливной экономичности автомобилей являлся и является актуальным из-за сокращения запасов нефти и загрязнения окружающей среды.

Топливная экономичность автомобиля зависит, прежде всего, от расхода топлива двигателем. Эффективность работы двигателя оценивается удельным расходом топлива g_e , г/(кВт·ч):

$g_e = Q_T/N_e$, (33) где Q_T – масса топлива в г, израсходованного двигателем в течение часа, называемая часовым расходом топлива; N_e – эффективная мощность двигателя в кВт. Зная теплотворную способность топлива H_T , можно вычислить КПД двигателя: $\eta_e = 632/(H_T \cdot g_e)$, где H_T в кДж/кг; g_e – кг/кДж.

Удельный расход топлива зависит от режима работы двигателя (см. рис. 3). При низкой скорости ω коленчатого вала расход g_e большой – значительная часть топлива тратится на трение деталей двигателя. При увеличении скорости ω расход сначала снижается, затем возрастает.

Топливную экономичность автомобиля оценивают по часовому расходу G_T топлива в кг/ч, и дорожному расходу G_S на 100 км пройденного пути в литрах. По ГОСТу 20306-85 применяют следующие оценочные показатели:

- контрольный расход G_S топлива (КРТ);
- расход топлива G_S в магистральном ездовом цикле (РТМЦ);
- расход топлива G_S в городском ездовом цикле (РТГЦ);
- расход топлива G_S в городском ездовом цикле на дороге (РТГЦд).

Показатель КРТ измеряют при скорости 90 км/ч или $0,9V_{\max}$, если $V_{\max} < 90$ км/ч. Для легковых автомобилей КРТ измеряют при скорости 120 км/ч, если $V_{\max} > 120$ км/ч. Показатели РТГЦ и РТГЦд измеряют при движении по различным специальным циклам, учитывающим режим движения в городе.

Приближенный метод расчета расхода g_e предложен И.С. Шлиппе. Он базируется на известном, паспортном значении g_N для различных двигателей. Удельный расход корректируется в зависимости от режима работы двигателя:

$$g_e = g_N \cdot K_N \cdot K_\omega, \quad (34)$$

где: K_N, K_ω – безразмерные коэффициенты, учитывающие загрузку двигателя по мощности и по частоте вращения коленчатого вала.

Вводятся дополнительные, безразмерные коэффициенты $k_N = N_e/N_{\max}$, $k_\omega = \omega/\omega_N$. Коэффициенты K_N и K_ω представляются нелинейными функциями: $K_N = f_N(k_N)$ и $K_\omega = f_\omega(k_\omega)$. Эти функции отражены на рис. 8.1.

График $f_\omega(k_\omega)$ отражает увеличение расхода топлива при изменении угловой скорости коленчатого вала. График $f_N(k_N)$ отражает увеличение расхода топлива при снижении загрузки двигателя. На графике хорошо видно преимущество дизельного двигателя (кривая 2) по сравнению с карбюраторным (кривая 1).

Затем вычисляется дорожный расход G_s , л/100км по формуле:

$$G_s = g_e \cdot N_{\Pi} / (10 \cdot \rho \cdot V), \quad (35)$$
 где ρ – плотность топлива г/см³; V – скорость автомобиля в км/ч. Плотность бензина принимают 0,74, дизельного топлива – 0,8 г/см³.

В формулу подставляют значение мощности N_{Π} двигателя, которая требуется для движения автомобиля с постоянной скоростью:

$$N_{\Pi} = (N_f + N_i + N_w) / \eta_{\text{тр}}, \quad (36)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Удельный расход топлива карбюраторного двигателя принимают 330 и дизельного двигателя 240 г/(кВт·ч). Для современных двигателей расход топлива меньше, следует пользоваться паспортными данными двигателей. Бензиновый двигатель, оборудованный системой впрыска, обычно имеет расход бензина на 10...15% меньше карбюраторного.

Графики зависимостей G_s от скорости автомобиля на разных передачах называют дорожно-экономической характеристикой автомобиля. На рис. 8.2 отражен примерный вид такой характеристики для легкового автомобиля. Расход топлива наибольший на низшей передаче (см. кривую I). При движении на следующих передачах сокращается число рабочих ходов двигателя на единицу пройденного пути, и уменьшаются потери энергии на вращение деталей двигателя. Наименьший расход топлива на высшей передаче (см. кривую IV). Поэтому для снижения расхода топлива применяют дополнительные, повышающие передачи.

При небольших скоростях движения двигатель работает с малой нагрузкой, и большая часть топлива тратится трение деталей двигателя (кривые I, II, III и IV). При возрастании скорости автомобиля сначала снижается расход топлива из-за уменьшения удельного расхода топлива двигателем. Затем расход увеличивается из-за увеличения мощности, затрачиваемой на преодоление сил сопротивления воздуха и качению.

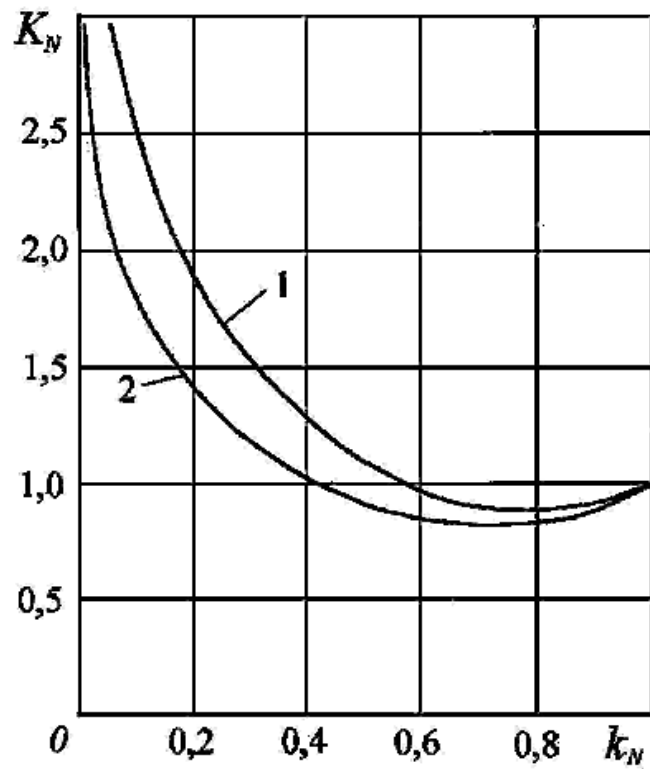
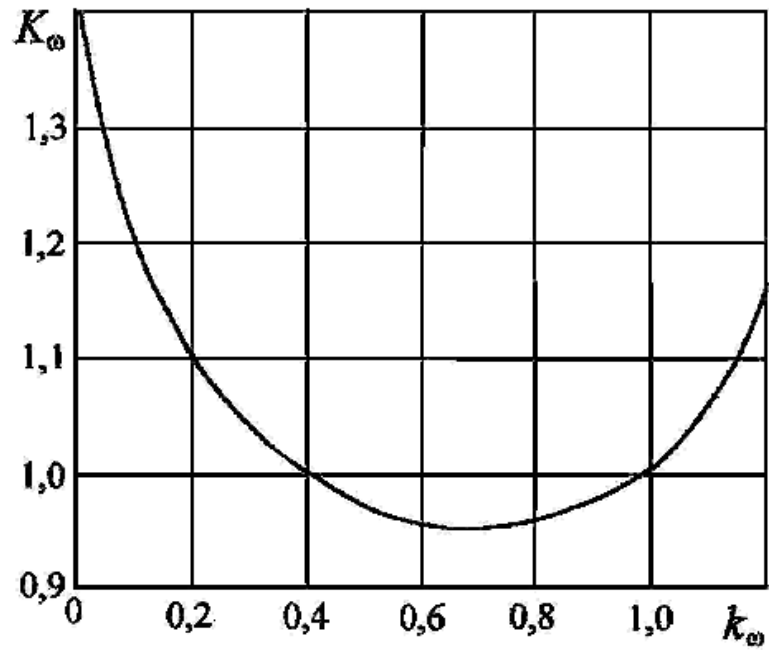


Рис. 8.1. Зависимости коэффициентов K_N , K_{ω} , используемых для расчета расхода топлива, от режима работы дизельного 2 и бензинового 1 двигателя по скорости и по мощности

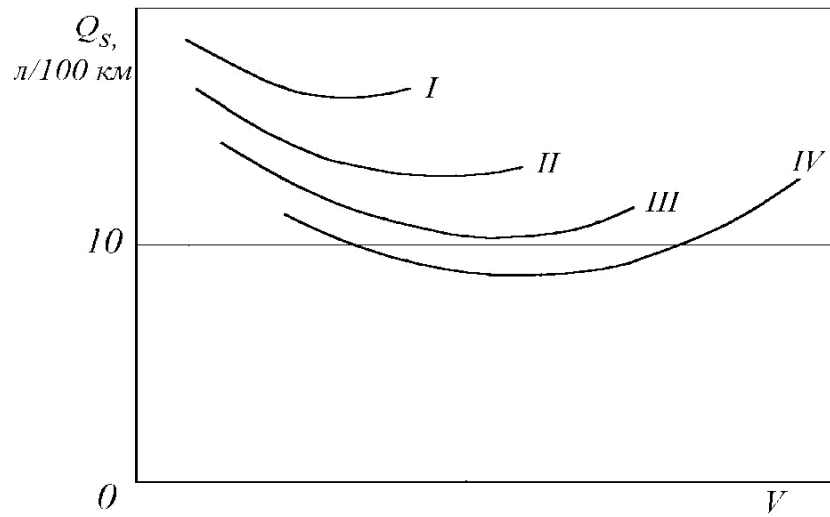


Рис. 8.2. Дорожно-экономическая характеристика легкового автомобиля

Библиографический список

Основная литература:

1. Конструкция и расчет потребительских свойств автомобилей: Учебное пособие. / А.И. Федотов, А.М. Зарщиков. Иркутск. 2007. 334 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства. Учебник для студентов высших учебных заведений. /М: Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.
3. Теория автомобиля. Курс лекций. /В.В. Селифонов, –М.: Гринлайт, 2009. – 208 с.

Дополнительная литература:

1. Краткий автомобильный справочник./ Б.В. Кисленко и др. М.: НИИАТ, Автополис – плюс, 2007. – 582 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства. Учебник для ВУЗов. –М.: Изд-во «Академия», 2005. – 234 с.
3. Проектирование автомобилей: Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплинам «Техника транспорта» и «Автомобили» для студентов специальностей 240400 и 150200 / Сост. В.Д. Балакин. – Омск : Изд - во СибАДИ, 2002.
4. Краткий автомобильный справочник. НИИАТ, М.: Транспорт, 1984, 1994 и др.
5. Расчет процесса разгона автомобиля на компьютере: методические указания к выполнению курсового проекта и дипломного проектирования /Сост. П.Н. Малюгин, - Омск: СибАДИ, 2010. -19 с.
6. Лабораторный практикум по теории автомобилей /Сост.: К.В. Зайцев, Л.Г. Ягодкин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 48 с.