

Министерство образования и науки Российской Федерации
ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

**РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ
ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ,
ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ И
ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
АВТОМОБИЛЯ**

Методические указания
по выполнению курсовой работы для студентов 3, 4 курсов
специальности 190702 (240000) – Организация и безопасность движения всех форм обучения



Тамбов
Издательство ТГТУ
2010

УДК 656.13
ББК 39.83
К207

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент
Кандидат педагогических наук,
доцент кафедры «Техника и технологии машиностроительных производств»
А.И. Попов

К207 Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя, динамической характеристики и топливной экономичности автомобиля : метод. указ. / сост. : В.П. Капустин, А.В. Милованов, П.П. Беспалько. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2010. – 20 с. – 100 экз.

Даны порядок и методика расчёта и построения внешней скоростной характеристики автомобиля, расчёта передаточных чисел коробки передач и главной передачи, расчёта и построения динамической характеристики автомобиля, расчёта топливной экономичности автомобиля.

Предназначены для студентов 3, 4 курсов специальности 190702 (240400) – Организация и безопасность движения всех форм обучения.

УДК 656.13
ББК 39.83

Учебное издание

РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ
ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ,
ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ И
ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
АВТОМОБИЛЯ

Методические указания

Составители:

КАПУСТИН Василий Петрович,
МИЛОВАНОВ Александр Васильевич,
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович

Редактор Л.В. Комбарова
Инженер по компьютерному макетированию И.В. Евсева

Подписано в печать 09.03.2010
Формат 60×84 /16. 1,16 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 129.

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Транспорт является одной из насущных потребностей современного общества, обеспечивающих жизнедеятельность человека.

На автомобильный транспорт приходится более 80% общего количества перевозимых грузов. В связи с развалом предприятий, расширением сети межпроизводственных связей и уменьшением объёмов партий транспортируемых грузов возрастает роль автомобиля как наиболее мобильного и доступного транспортного средства.

Развитие автомобильных грузо- и пассажироперевозок в России сдерживается различными факторами, в частности, недостаточно развитой сетью автомобильных дорог и их невысокими эксплуатационными характеристиками.

Изменение экономических условий развития страны (рыночные отношения) вызывает потребность пересмотра структуры парка автомобилей, снижения эксплуатационных затрат и придания автомобильному транспорту более высоких потребительских качеств.

Грамотная эксплуатация и техническое обслуживание являются определяющими условиями увеличения срока службы и повышения производительности работы автотранспортных средств, снижения вредного воздействия на окружающую среду и безопасность движения.

Целью курсовой работы является определение основных параметров автомобиля, обеспечивающих эффективность его использования и удовлетворяющих эксплуатационным требованиям.

Задание

Используя теоретический материал и исходные данные: прототип автомобиля, грузоподъёмность, пассажироместимость, число передач, колёсная формула, максимальная скорость автомобиля, приведённый коэффициент дорожного сопротивления (табл. приложения) выполнить расчёт и построение графиков курсовой работы в следующей последовательности:

- рассчитать мощность двигателя и частоту вращения коленчатого вала;
- провести расчёт и построить внешнюю скоростную характеристику двигателя;
- определить передаточные числа главной передачи и коробки передач;
- рассчитать время разгона и торможения, пути разгона и торможения автомобиля и построить графики;
- рассчитать и построить экономическую характеристику автомобиля;
- сделать выводы по работе;
- записку выполнить на писчей бумаге формата А4;
- графики построить на чертёжной бумаге формата А1.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. Расчёт и построение внешней скоростной характеристики

Мощность двигателя N_e , необходимую для движения полностью нагруженного автомобиля с установившейся максимальной скоростью v_{\max} в заданных дорожных условиях, определяют по формуле

$$N_e = (v_{\max}/3600\eta_{\text{тр}}) (G\psi + kFv_{\max}^2/13), \quad (1)$$

где v_{\max} – максимальная скорость автомобиля на прямой передаче в заданных дорожных условиях, км/ч; $\eta_{\text{тр}}$ – механический КПД трансмиссии, принимают для режима максимальной скорости равным 0,85 ... 0,90; G – сила тяжести автомобиля с грузом, Н; ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления, $\psi = 0,03 \dots 0,08$; k – коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$ [1]: грузовые автомобили $k = 0,6 \dots 0,7 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$, автобусы $k = 0,35 \dots 0,4 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$, легковые автомобили $k = 0,2 \dots 0,35 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; F – площадь лобового сопротивления автомобиля, м^2 .

Полную массу автомобиля определяют по формуле:

$$m = m_r + m_c + m_n,$$

где m_r – масса перевозимого груза (грузоподъёмность или пассажироместимость) или багажа, кг; m_c – собственная масса автомобиля в снаряжённом состоянии без груза. Слагается из конструктивной (сухой) массы автомобиля, массы топлива, массы технических жидкостей (тосол, масла, тормозная жидкость), запасного колеса, инструмента, принадлежностей технического оборудования, кг; m_n – масса водителя и пассажиров в кабине грузового автомобиля или масса водителя и пассажиров в легковом автомобиле или автобусе, кг. Средняя масса пассажира 75 кг.

Силу тяжести автомобиля определяют по формуле:

$$G = mg,$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$.

Коэффициент дорожного сопротивления ψ_{\max} , которое должен преодолеть автомобиль, двигаясь на прямой передаче определяют по формуле

$$\psi_{\max} = f + i_{\max},$$

где f – коэффициент сопротивления качению, $f = 0,02 \dots 0,04$, для машин высокой проходимости принимают большее значение; i_{\max} – наибольший подъём, который должен преодолеть автомобиль, двигаясь на прямой передаче по хорошей дороге, $i_{\max} = 0,03 \dots 0,04$.

$i_{1\max}$ – максимальный подъём, который должен преодолеть автомобиль, двигаясь на первой передаче по хорошей дороге, $i_{1\max} = 0,3 \dots 0,45$.

$$\psi_{1\max} = f + i_{1\max} = (0,02 \dots 0,04) + (0,3 \dots 0,45).$$

v_{\max} – максимальная скорость, которую должен развивать автомобиль на хорошей горизонтальной дороге, характеризуемой суммарным коэффициентом дорожного сопротивления

$$\psi_v = f + i,$$

где $i = 0$, $f = 0,02 \dots 0,04$.

Площадь лобовой поверхности грузового автомобиля рассчитывается приближённо, используя данные автомобиля – прототипа по формуле

$$F = HB,$$

где B – ширина колеи передних колёс, м; H – габаритная высота автомобиля, м.

Площадь лобовой поверхности легкового автомобиля определяют по выражению

$$F = 0,78B \text{ Ш},$$

где Ш – габаритная ширина автомобиля, м.

Для обеспечения необходимого динамического фактора в области средних эксплуатационных скоростей определяют максимальную мощность двигателя по формуле

$$N_{e \max} = (1,05 \dots 1,10) N_e. \quad (2)$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности определяется коэффициентом оборотности двигателя $\eta_{\text{п}}$, равным отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости автомобиля:

$$\eta_{\text{п}} = n_{\max} / v_{\max} \Rightarrow n_{\max} = \eta_{\text{п}} v_{\max}. \quad (3)$$

Для грузовых автомобилей коэффициент оборотности $\eta_{\text{п}}$ принимают равным 30 ... 40 в соответствии с прототипом автомобиля и расчётной максимальной мощностью двигателя; для легковых – 30 ... 48.

Зависимость скорости автомобиля от частоты вращения вала двигателя устанавливают следующим образом:

а) по прототипу с учётом тенденции развития двигателей задают значение частоты вращения вала двигателя при максимальной мощности n_N ;

б) при отсутствии значений n_v или n_N можно пользоваться их соотношением. Используют известные соотношения между частотой вращения вала двигателя при максимальной скорости автомобиля n_v и частотой вращения при максимальной мощности двигателя n_N :

$n_v / n_N = 1,1 \dots 1,15$ – для карбюраторных двигателей без ограничения частоты вращения вала двигателя (легковые и грузовые автомобили грузоподъёмностью выше 1500 кг);

$n_v / n_N = 1,0$ – для дизелей и карбюраторных двигателей с ограничением частоты вращения вала двигателя (грузовые автомобили грузоподъёмностью выше 1500 кг) и определяют частоту вращения вала двигателя при максимальной скорости автомобиля на прямой передаче n_v ;

в) подсчитывают значение коэффициента оборотности по формуле

$$\eta_{\text{п}} = n_v / v_{\max};$$

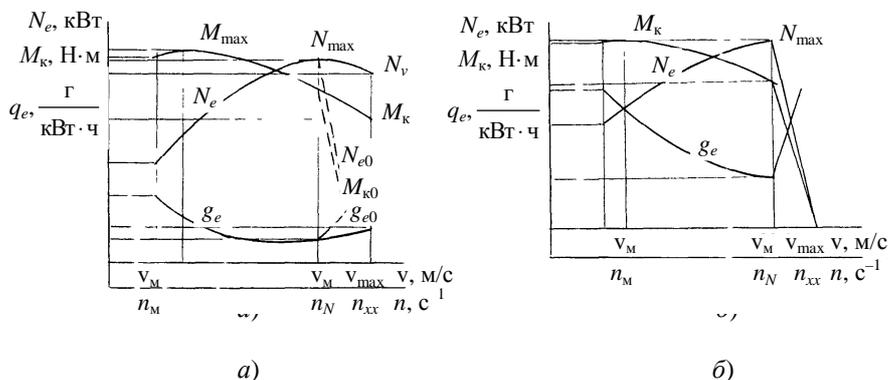


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика:
а – карбюраторного двигателя; б – дизельного двигателя

г) пользуясь соотношением $n = \eta_{п} v$, определяют частоты вращения вала двигателя, соответствующие принятым скоростям, наносят на оси абсцисс шкалу частот вращения коленчатого вала двигателя.

Внешнюю скоростную характеристику карбюраторного двигателя, рис. 1, а строят в такой последовательности:

а) максимальную мощность, которую развивает двигатель при движении на прямой передаче по горизонтальной дороге с хорошим покрытием с v_{max} подсчитывают по формуле

$$N_{max} = N_v / (C_1 \lambda + C_2 \lambda^2 - C_3 \lambda^3), \quad (4)$$

где $C_1; C_2; C_3$ – статические коэффициенты; $C_1 = C_2 = C_3 = 1$ – для карбюраторного двигателя; $C_1 = 0,53; C_2 = 1,56; C_3 = 1,09$ – для дизелей.

$$\lambda = n_v / n_N.$$

Для карбюраторных двигателей с ограничителем частоты вращения и дизелей $\lambda = 1$;

б) текущие значения мощности двигателя определяют по формуле

$$N_e = N_{max} [C_1 (n/n_v) + C_2 (n/n_v)^2 - C_3 (n/n_v)^3], \quad (5)$$

где n – произвольное, в пределах рабочей зоны значение частоты вращения вала двигателя, мин^{-1} . Рабочей зоной частот вращения выбирают диапазоны от n_v до $(0,4 \dots 0,5) n_v$.

При различных частотах вращения вала двигателя подсчитывают и откладывают в масштабе на графике не менее 5-ти точек значений мощности двигателя.

С некоторой долей погрешности внешняя скоростная характеристика может быть определена и построена для карбюраторных двигателей на основании следующих данных:

1. Расчёт частоты вращения коленчатого вала карбюраторного двигателя и его мощности

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{мин}^{-1}$						
$N_e, \%$	20	50	73	92	100	92
$N_e, \text{кВт}$						

2. Расчёт частоты вращения коленчатого вала дизельных четырёхтактных двигателей с ограничителем и их мощности

$n, \%$	20	40	60	80	100	110
$n, \text{мин}^{-1}$						
$N_e, \%$	17	41	67	87	100	0
$N_e, \text{кВт}$						

Получив в результате расчёта $N_{e \max}$ и n_{\max} и приняв их за 100%, можно рассчитать и графически построить внешнюю скоростную характеристику для двигателя проектируемого автомобиля.

Крутящий момент двигателя для вычисленных значений n определяют по формуле

$$M_k = N_e / \omega, \quad (6)$$

где ω – угловая скорость вала двигателя, рад/с .

$$\omega = \pi n / 30.$$

Полученные значения M_k наносят на график и соединяют огибающей линией.

Зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя строят исходя из данных табл. 3.

За 100% удельного расхода топлива при 100% n следует принять для карбюраторного двигателя со степенью сжатия 6,5 ... 7,0 – 305 ... 325 г/кВт·ч, для дизельных двигателей – 240 ... 250 г/кВт·ч.

Часовой расход топлива для каждого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя подсчитывается по формуле

$$G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч} \quad (7)$$

и наносится на график скоростной характеристики.

3. Расчёт удельного расхода топлива

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{мин}^{-1}$						
$g_e, \%$	110	100	95	95	100	115
$g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$						

2. Расчёт передаточных чисел главной передачи и коробки передач

При движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач $i_k = 1$, а скорость будет максимальной v_{\max} . Тогда передаточное число главной передачи определяют по формуле

$$i_0 = 0,377 n_v r_k / v_{\max}, \quad (8)$$

где n_v – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости автомобиля на прямой передаче v_{\max} ; r_k – расчётный радиус ведущих колёс автомобиля, м.

При расчёте можно принять значение динамического радиуса постоянным и выразить его в зависимости от радиуса шины в свободном состоянии:

$$r_k = \lambda r_0,$$

где λ – коэффициент деформации шины, для шин грузовых автомобилей принимают равным 0,93 ... 0,985.

Радиус шины в свободном состоянии подсчитывают по формуле

$$r_0 = 0,0254 (0,5d + b), \text{ м},$$

где d – диаметр обода колеса в дюймах; b – высота профиля покрышки в дюймах.

Для автомобилей повышенной и высокой проходимости с несколькими ведущими мостами и автобусов i_0 берут на 10 ... 20% выше, чем базового автомобиля, с целью обеспечения запаса мощности двигателя для преодоления дополнительных сопротивлений, часто встречающихся на тяжёлых дорогах. На 8 ... 10% передаточное число главной передачи у малотоннажных автомобилей выше, чем у базовых легковых автомобилей.

Значение передаточного числа, вычисленное по формуле 8 сравнивают с i_0 автомобиля – прототипа.

Главные передачи заднеприводных легковых автомобилей имеют передаточные числа 3,1 ... 4,9, а переднеприводных 3,7 ... 5,1. У грузовых автомобилей передаточные числа 4,5 ... 9,0 [2].

Для определения передаточных чисел коробки передач, вначале определяют передаточное число на первой, самой низкой передаче.

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения преодоления наибольшего дорожного сопротивления движению автомобиля. Максимальное значение касательной силы тяги $P_{k \max}$, равно максимальному сопротивлению движения:

$$P_{k \max} = M_{kp \max} i_{k1} i_0 \eta_{\text{тр}} / r_k = G_a \psi_{\max}.$$

Отсюда передаточное число коробки передач на первой передаче

$$i_{k1} = G_a \psi_{1 \max} r_k / M_{kp \max} \eta_{\text{тр}} i_0, \quad (9)$$

где G_a – сила тяжести автомобиля; $\psi_{1 \max}$ – приведённый максимальный коэффициент дорожного сопротивления, $\psi_{1 \max} = 0,32$... 0,49; $M_{kp \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя по внешней скоростной характеристике, Н·м; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии на первой передаче.

Передаточные числа в коробке передач $i_{kп}$ определяют из условия обеспечения наибольшей интенсивности разгона и плавности переключения шестерён при последовательном переходе с одной передачи на другую, а также для обеспечения движения на первой передаче без буксования по заданной дороге.

Если исходить из условия сохранения постоянного интервала изменения оборотов коленчатого вала двигателя, при разгоне на различных передачах, что обуславливает наибольшую производительность, экономичность и комфортабельность автомобиля, то получим ряд передаточных чисел, подчиняющихся закону геометрической прогрессии:

откуда $i_{k2} = i_{k1} / q$; $i_{k3} = i_{k2} / q$, отсюда знаменатель геометрической прогрессии

$$q = \sqrt[z]{i_{k1} / i_z}, \quad (10)$$

где z – заданное число передач коробки.

В частном случае, когда высшая передача является прямой ($i_z = 1$), тогда

$$q = \sqrt[z]{i_{k1}}. \quad (11)$$

Зная передаточное число первой передачи, остальные передаточные числа коробки передач могут быть найдены по следующим формулам:

4. Определение передаточных чисел коробки передач

Передача	Коробка передач		
	трёхступенчатая	четырёхступенчатая	пятиступенчатая
Первая	i_1	i_1	i_1
Вторая	$\sqrt{i_1}$	$\sqrt[3]{i_1^2}$	$\sqrt[4]{i_1^3}$
Третья	1	$\sqrt[3]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1^2}$
Четвёртая	–	1	$\sqrt[4]{i_1}$
Пятая	–	–	1

Зная передаточные числа коробки передач и главные передачи, определяют передаточные числа трансмиссии по формуле $i_{тр} = i_k i_0$, а затем и скорость автомобиля при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Скорости автомобиля на промежуточных передачах определяют из соотношений с учётом выражения (11): $v_{m-1} = v_{max} / q$, $v_m = v_{m-1} / q$ и т.д.

Передаточное число повышающей передачи принимается равным 0,65 ... 0,8.

Диапазон передаточных чисел трёхступенчатых коробок передач составляет обычно 2,3 ... 2,6; четырёхступенчатых – 3,4 ... 4,0.

Диапазон передаточных чисел при числе ступеней 5; 6; 8; 10; 16; 20 составляет 5,7 ... 8,5; 7,9 ... 9,35; 8 ... 10; 9,2 ... 18,5; 13 ... 19,4; 17 ... 24,7 соответственно.

После определения передаточных чисел коробки передач проверяют i_1 на условие движения автомобиля по заданной дороге без буксования. Должно быть соблюдено условие

$$i_1 \leq (\lambda_k G \varphi r_k) / (M_{max} i_0 \eta_M), \quad (12)$$

где φ – коэффициент сцепления шин с дорогой; λ_k – коэффициент нагрузки на ведущие колёса; $\lambda_k = 1$ – для машин повышенной и высокой проходимости 4×4, 6×6; $\lambda_k = 0,5 \dots 0,55$ – для легковых автомобилей; $\lambda_k = 0,6 \dots 0,75$ – для грузовых автомобилей 4×2. При невыполнении условия движения без буксования возможно изменение параметров, входящих в формулу 12, например φ или λ_k .

3. Расчёт и построение динамической характеристики автомобиля

Динамической характеристикой автомобиля называют зависимость динамического фактора от скорости автомобиля на различных передачах, $D = f(v)$.

Динамическая характеристика позволяет решать ряд тягово-динамических задач в широком диапазоне изменения «тяговых» нагрузок и скоростей автомобиля при его работе в различных дорожных условиях.

Основой для построения динамической характеристики является внешняя скоростная характеристика (карбюраторный двигатель) или регуляторная характеристика (дизель).

Динамический фактор представляет собой отношение избыточной касательной силы к силе тяжести автомобиля:

$$D = (P_k - P_b) / G_a = (M_{кр} i_{кп} i_0 \eta_M / r_k - k F v^2 / 13) / G_a, \quad (13)$$

где P_k – касательная сила тяги автомобиля, Н; P_b – сила сопротивления воздуха, Н; G_a – сила тяжести автомобиля с грузом, Н.

С целью получения данных для построения динамической характеристики автомобиля проводят ряд расчётов в следующей последовательности:

1. Задаётся ряд частот вращения коленчатого вала – 20, 40, 60, 80, 100 и 120% от $n_{e max}$ (табл. 1, 2).

2. Для выбранных частот вращения коленчатого вала двигателя подсчитывают значения скоростей автомобиля на каждой передаче по формуле

$$v = 0,377 n_i r_k / i_{кп} i_0, \text{ км/ч.} \quad (14)$$

3. Определяют значение касательной силы тяги по передачам:

$$P_k = M_{кр} i_k i_0 \eta_{тр} / r_k, \text{ Н.} \quad (15)$$

Значение $M_{кр}$ при каждом значении частоты вращения коленчатого вала определяют по построенной внешней скоростной характеристике двигателя, рис. 1.

4. Подсчитываются значения силы сопротивления воздуха для скоростей движения автомобиля, соответствующих исходным значениям частоты вращения коленчатого вала двигателя по формуле

$$P_b = k F v^2 / 13, \text{ Н.} \quad (16)$$

5. Определяют значение динамического фактора для каждой скорости на всех передачах по формуле

$$D = P_k - P_B / G_a. \quad (17)$$

6. Полученные данные заносят в табл. 5.
7. По данным табл. 5 строят графики динамического фактора для каждой передачи, рис. 2.
8. По динамической характеристике следует определить:
- максимальную скорость автомобиля на прямой передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе;
 - максимальный и минимальный динамический факторы на высшей и низшей передачах;
 - значение максимально возможного подъёма, преодолеваемого автомобилем, в градусах на высшей и низшей передачах при движении по асфальтированному шоссе и сухой грунтовой дороге;

5. Результаты расчёта параметров

Передача	v, км/ч	$n_{v,1}$, мин ⁻¹	$M_{кр}$, Н·м	P_k , Н	P_B , Н	D

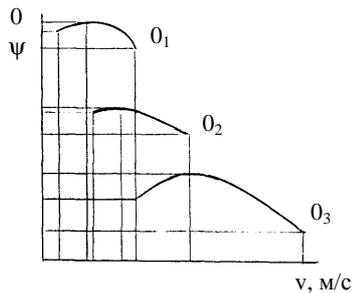


Рис. 2. Зависимость динамического фактора от скорости автомобиля

- значение максимального ускорения на дороге с заданным сопротивлением ψ по формуле
- $$j = (D_{\max} - \psi) g / \delta_{вр}; \quad (18)$$

$$\delta_{вр} = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 i_{кл}^2,$$

$\sigma_1 = 0,03 \dots 0,05$ для одиночных автомобилей при номинальной нагрузке. Меньшие значения относятся к более тяжёлым автомобилям $\sigma_2 = 0,04 \dots 0,06$;

- буксование ведущих колёс.

Для определения возможности ведущих колёс необходимо сопоставить динамические факторы по тяге и сцеплению. С этой целью определяется динамический фактор по сцеплению для заданного коэффициента сцепления ϕ_x . Значение динамического фактора откладывается на оси ординат, и проводится горизонталь.

В зоне вышеприведенной горизонтали $D_{сц} < D$, следовательно, трогание с места автомобиля на первой передаче невозможно, а при движении неизбежна его остановка.

В зоне ниже горизонтали $D_{сц}$ соблюдается условие $D_{сц} > D$, следовательно, при полной нагрузке двигателя или при полной подаче топлива движение без пробуксовки ведущих колёс возможно на всех передачах, кроме первой.

$D_{сц} = (P_{сц} - P_B) / G_a$ пренебрегая P_B , так как скорость при буксовании мала, то

$$D_{сц} = P_{сц} / G_a = G_2 \phi_x / G_a,$$

где G_2 – вес, приходящийся на ведущие колёса; ϕ_x – коэффициент сцепления.

Для автомобиля, стоящего на горизонтальной дороге $R_{z2} = G_2 = G l_1 / L$.

При движении

$$m_{p2} = R_{z2} / G_2 = 1,2 \dots 1,35; \quad (19)$$

$$m_{p1} = R_{z1} / G_1 = 0,65 \dots 0,70, \quad (20)$$

т.е. $G_2 = (G l_2 / L) (1,2 \dots 1,35)$;

$$G_1 = (G l_1 / L) (0,65 \dots 0,70).$$

При равномерном движении на горизонтальной дороге нормальные реакции дороги, действующие на колёса автомобиля, определяют по выражениям:

- для передних колёс

$$R_{z1} = G l_2 / L - (P_k r_k + P_B h_{ц}) / L; \quad (21)$$

– для задних колёс

$$R_{z2} = Gl_1 / L + (P_k r_k + P_b h_{ц}) / L, \quad (22)$$

где l_1 – расстояние от переднего моста до центра тяжести; l_2 – расстояние от заднего моста до центра тяжести; L – расстояние между мостами, база; $h_{ц}$ – высота расположения центра тяжести.

4. Расчёт времени разгона и торможения, пути разгона и торможения

Время разгона автомобиля определяют при его движении по сухой асфальтированной горизонтальной дороге с начальной скоростью v_n от 5 ... 10 до 100 км/ч для легковых автомобилей и от v_n от 5 до 50 км/ч для грузовых автомобилей. Принимают, что муфта сцепления включена и не пробуксовывает, а дроссельная заслонка открыта полностью (рейка топливного насоса установлена на полную подачу у дизеля).

Вначале определяют ускорение при разгоне по формуле

$$j = (D - \varphi) g / \delta_{вр}, \quad (23)$$

где $\delta_{вр}$ – коэффициент учёта вращающихся масс автомобиля; g – ускорение свободного падения.

Для каждой передачи подсчитывают коэффициент учёта вращающихся масс:

$$\delta_{вр} = 1,04 + 0,05 i_{кп}^2.$$

Запас динамического фактора $D - \psi$ при разгоне для различных передач и принятых скоростных режимов автомобиля находят, используя динамическую характеристику автомобиля (рис. 2, а), подставляют в формулу (23) и определяют ускорение для соответствующих скоростных режимов каждой передачи. Затем подсчитывают значения величин обратных ускорению $1/j$ и строят графики зависимости $1/j = f(v)$ для каждой передачи, рис. 3.

Подсчитывают площадь каждого участка по формулам:

$$t_1 = \Delta_0 ab; \quad t_2 = (\Delta_1 + \Delta_2) ab; \quad t_3 = (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3) ab,$$

где $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ – площади участков; a – масштаб скорости, м/с мм; b – масштаб величин обратных ускорению, $c^2/м \cdot мм$.

Суммарная площадь участков соответствует времени разгона от v_0 до v_n .

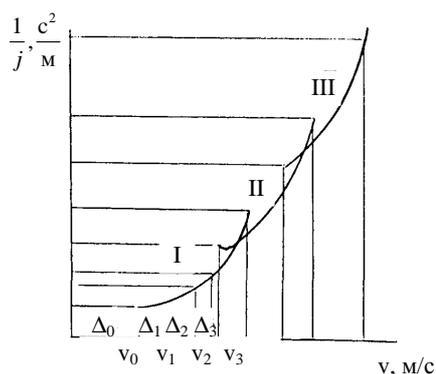


Рис. 3. График зависимостей $1/j = f(v)$

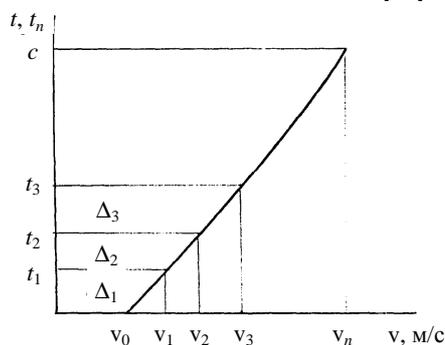


Рис. 4. График зависимости времени разгона от скорости $t = f(v)$

Используя полученные в расчёте значения времени разгона строят график времени разгона $t = f(v)$, рис. 4.

Для построения графика пути разгона автомобиля $S = f(v)$ используют график времени разгона, рис. 4.

Ординату графика $t = f(v)$ разбивают на участки $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ и проводят горизонтальные линии до пересечения с кривой $t = f(v)$.

Площади участков $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_n$ соответствуют пути, который автомобиль проходит при разгоне, двигаясь последовательно со скоростями $v_1, v_2, v_3, \dots, v_n$.

Путь, который проходит автомобиль, находят по формулам:

$$S_1 = \Delta_1 ac; \quad S_2 = (\Delta_1 + \Delta_2)ac; \quad S_3 = (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3) ac,$$

где c – масштаб времени, с/мм.

Суммарная площадь участков соответствует пути, который проходит автомобиль при разгоне от скорости v_0 до v_n . По полученным данным строят график пути разгона $S = f(v)$, рис. 5.

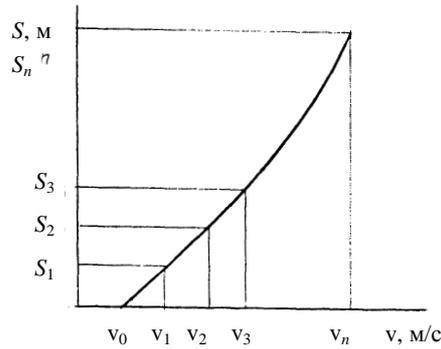


Рис. 5. График пути разгона автомобиля

Действительный процесс разгона отличается от теоретического: не при всяком разгоне дроссельная заслонка открыта полностью, на буксование муфты сцепления затрачивается определённая энергия, мощность двигателя по динамической характеристике его на 7 ... 8% меньше, по внешней характеристике.

Кроме того, не учтено время переключения передач 0,4 ... 1,0 с. На рисунке 3 кривые $1/j = f(v)$ на различных передачах пересекают друг друга. Видимо оптимальным режимом переключения будут точки пересечения кривых.

Максимальные ускорения при разгоне находятся в пределах:

- легковые автомобили 2,0 ... 3,5 м/с² – 1 передача;
0,8 ... 2,0 м/с² – прямая;
- грузовые автомобили 1,8 ... 2,8 м/с² – 1 передача;
0,4 ... 0,8 м/с² – прямая.

Время разгона отечественных легковых автомобилей с места до 100 км/ч составляет 15 ... 20 с.

Теоретически разгон до максимальной скорости будет бесконечно долгим, поэтому время разгона определяется не больше, чем до скорости

$$v_n = (0,8 \dots 0,9) v_{\max}.$$

Замедление при торможении определяют по формуле

$$j_z = \varphi_x g. \quad (24)$$

Время торможения определяют по формуле

$$t_{\text{тор}} = (v_n - v_k) / \varphi_x g, \quad (25)$$

где v_n и v_k – скорость автомобиля соответственно в начале и конце торможения, м/с.

Время при торможении до полной остановки

$$t_{\text{тор}} = v_n / 35 \varphi_x. \quad (26)$$

Путь торможения определяют по формуле

$$S = (v_n^2 - v_k^2) / 2 \varphi_x g, \quad (27)$$

где v_n и v_k – скорость в начале и конце торможения, м/с,
или

$$S = (v_n^2 - v_k^2) / 26 \varphi_x g, \quad (28)$$

где v_n и v_k – скорость в начале и конце торможения, км/ч.

Путь при торможении до полной остановки, рис. 6.

$$S_{\text{тор}} = v_n^2 / 254 \varphi_x. \quad (29)$$

Для увязки теоретических расчётов с эксплуатационными данными служит коэффициент эффективности торможения k_z . Он учитывает непропорциональность тормозных сил на колёсах нагрузкам, приходящимся на колёса, а также износ, регулировку, замасливание и загрязнённость тормозных механизмов. Коэффициент торможения для легковых автомобилей составляет 1,2 и 1,4 ... 1,6 для грузовых автомобилей и автобусов.

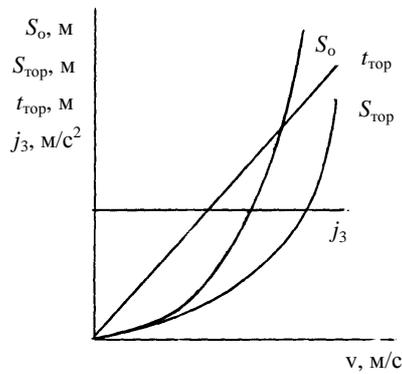


Рис. 6. Графики измерителей тормозных свойств автомобиля

С учётом коэффициента эффективности торможения и тормозного пути формулы имеют вид:

$$t_{\text{тoп}} = k_3 (v_H - v_K) / 35\varphi_x; \quad S_{\text{тoп}} = k_3 (v_H^2 - v_K^2) / 254\varphi_x;$$

$$t_{\text{тoп}} = k_3 v_H / 35\varphi_x; \quad S_{\text{тoп}} = k_3 v_H^2 / 254\varphi_x.$$

Остановочный путь – путь проходимый автомобилем от момента, когда водитель заметил препятствие, до полной его остановки:

$$S_o = S_d + S_{\text{тoп}},$$

где S_d – дополнительный путь, м.

$$S_o = (t_p + t_{\text{тoп}} + 0,5t_y) v_H / 3,6 + k_3 v_H^2 / 254\varphi_x, \quad (30)$$

где t_p – время реакции водителя, $t_p = 0,2 \dots 1,5$ с; $t_{\text{тoп}}$ – время срабатывания тормозного привода от момента нажатия на тормозную педаль до начала действия тормозных механизмов, гидравлические 0,2 с, пневматические – 0,6 с, автопоезда с пневмоприводом – 1,0 с; t_y – время увеличения замедления от нуля до максимального значения, $t_y = 0,2 \dots 0,5$ с; v_H – начальная скорость, км/ч.

Остановочный путь автомобиль проходит за остановочное время $t_o = t_p + t_{\text{тoп}} + t_y + t_{\text{тoп}}$.

Диаграмму торможения представляет график изменения замедления и скорости автомобиля по времени при торможении, рис. 7.

5. Топливная экономичность автомобиля

В качестве измерителей топливной экономичности автомобилей приняты:

- расход топлива на 100 км пробега;
- расход топлива на 1 тонно-километр.

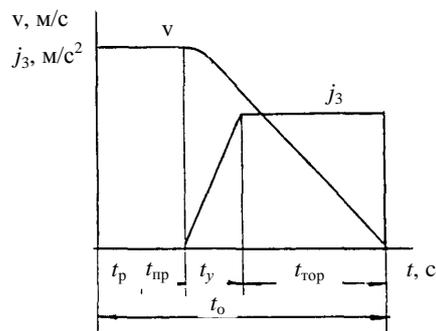


Рис. 7. Диаграмма торможения автомобиля

Расход топлива в литрах на 100 км пробега определяют по формуле

$$Q_s = q_e N_e \cdot 100 / 10^3 v_{\gamma}, \text{ л / 100 км}, \quad (31)$$

где q_e – удельный расход топлива, г/кВт·ч; N_e – мощность двигателя, потребляемая для движения автомобиля в заданных условиях, кВт; v – скорость автомобиля, км/ч; γ_T – плотность топлива, кг/л; для бензина $\gamma_T = 0,725$ кг/л; для дизельного топлива $\gamma_T = 0,825$ кг/л.

Эффективная мощность двигателя N_e определяется по формуле

$$N_e = P_k / 3600 \eta_{TP} = (v / 3600 \eta_{TP}) (G_a \psi + k F v^2 / 13), \quad (32)$$

где ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления; G_a – сила тяжести автомобиля, Н; η_{TP} – КПД трансмиссии; k и F – соответственно коэффициент обтекаемости и площадь лобовой поверхности автомобиля.

Удельный расход топлива g_e является величиной переменной, зависящей от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. Чтобы учесть это влияние, удельный расход топлива g_e определяют по формуле

$$g_e = K_{\Pi} K_N g_{e(N_e \max)}, \quad (33)$$

где $g_{e(N_e \max)}$ – удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя, по внешней скоростной характеристике, г/кВт · ч; K_{Π} и K_N – коэффициенты, учитывающие соответственно влияние на удельный расход топлива скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Расчёт экономической характеристики следует вести в такой последовательности:

1. С учётом данных внешней скоростной характеристики рис. 1 определяют скорость автомобиля на прямой передаче по формуле

$$v = 0,377 r_k n / i_{TP}, \text{ км/ч.} \quad (34)$$

2. Мощность двигателя, требуемую для движения автомобиля на разных скоростях на одной из заданных дорог при полной загрузке двигателя, определяют по формуле (32).

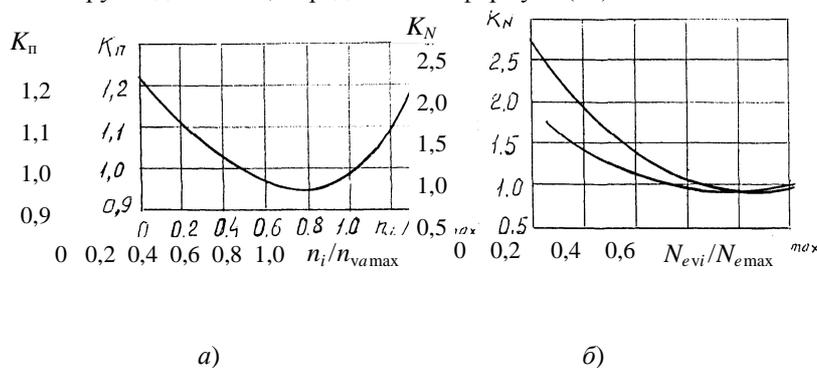


Рис. 8. Зависимость коэффициентов K_{Π} и K_N от частот вращения (а) и мощности двигателя (б)

3. Зная частоту вращения коленчатого вала двигателя для разных скоростей движения автомобиля, определяют отношения n / n_v , $n / n_{v \max}$, согласно которым по графику рис. 8, а находят значения коэффициентов K_{Π} .

4. По графику внешней характеристики двигателя для принятых частот вращения коленчатого вала находят значения эффективной мощности $N_{e(вн)}$ и согласно отношению $N_e / N_{e(вн)}$ по графику рис. 8, б устанавливают в соответствии с типом двигателя значение коэффициента K_N .

5. Согласно полученным значениям g_e и N_e для разных скоростей движения на прямой передаче автомобиля определяют расход топлива на 100 км пути по формуле (31).

6. Аналогично проводится расчёт топлива на 100 км пробега автомобиля для других сопротивлений дорог с учётом коэффициентов сопротивлений.

7. На основании полученных расчётных данных составляется таблица по следующей форме:

6. Результаты расчёта параметров двигателя

ψ	v , км/ч	n , мин ⁻¹	n_g / n_v	K_{Π}	N_e	$N_e / N_{e(вн)}$	K_N	g_e , г/кВт·ч	Q_s , л/100 км

8. Проводят построение экономической характеристики автомобиля для заданных дорожных условий $Q_s = f(v)$ (рис. 9).

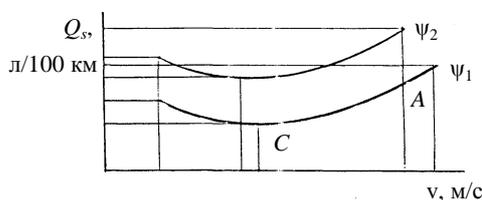


Рис. 9. Экономическая характеристика автомобиля

9. По графику экономической характеристики автомобиля проводится анализ его работы: определяют наиболее экономичную скорость, отмечают участки повышенных расходов топлива в зонах больших и малых скоростей, устанавливают максимально возможные скорости в зависимости от дорожных сопротивлений.

Для грузовых автомобилей экономическая скорость находится в пределах 35 ... 45 км/ч; для легковых – 70 км/ч.

В заключении необходимо указать влияние эксплуатационных факторов на экономические качества автомобиля.

Сделать выводы по курсовой работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

2. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория : учебник для вузов / А.И. Гришкевич. – Минск : Высш. шк., 1986.

3. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, Е.М. Сорокин. – изд. 4-е, перераб. и доп. – М. : Колос, 1980.

Приложение

Значения коэффициентов сцепления φ_x и сопротивления качению f

Вид дороги	f	φ_x при состоянии дороги	
		сухое	мокрое
		φ_x	φ_x
Асфальтобетонное покрытие	0,015 ... 0,018	0,7 ... 0,8	0,35...0,45
Гравийно-щебёночная дорога	0,020 ... 0,030	0,6 ... 0,7	0,3 ... 0,4
Булыжная мостовая	0,025 ... 0,035	0,4 ... 0,5	–
Сухая грунтовая дорога	0,03 ... 0,05	0,5 ... 0,6	0,2 ... 0,4
Грунтовая дорога после дождя	0,05 ... 0,15	–	0,3 ... 0,4
Песчаная	0,17 ... 0,30	0,5 ... 0,6	0,4 ... 0,5
Снежная укатанная дорога	0,03 ... 0,04	0,2	0,3
Лёд	0,02 ... 0,03	0,1	0,2

При возрастании скорости выше 50 км/ч коэффициент сопротивления качению можно подсчитать по формуле

$$f = (115 + v) / 10\,000,$$

где v – скорость, км/ч.