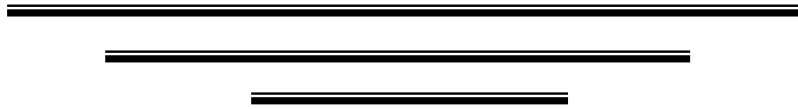


**ТЯГОВЫЙ И
ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ АВТО-
МОБИЛЯ**



◆ ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ ◆

УДК 631.372(076)
ББК 033-011я73-5
М457

Р е ц е н з е н т

Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник ВИИТиН
Г.Н. Ерохин

С о с т а в и т е л и:

В.М. Мелисаров, А.В. Брусенков, П.П. Беспалько

М457 Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля : методические указания / сост. : В.М. Мелисаров, А.В. Брусенков, П.П. Беспалько, – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 28 с. – 70 экз.

Дана методика расчёта по выполнению курсовой работы по теме "Топливный и топливно-экономический расчёт автомобиля".

Предназначены для студентов 3, 4 курсов дневного и заочного отделений специальности 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство" и 3 курса специальности 190702 "Организация и безопасность дорожного движения".

УДК 631.372(076)
ББК 033-011я73-5

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный
технический университет" (ТГТУ), 2009

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

ТЯГОВЫЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания по выполнению курсовой работы
для студентов 3, 4 курсов дневного и заочного отделений
специальности 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство" и
3 курса специальности 190702
"Организация и безопасность дорожного движения"



Тамбов
Издательство ТГТУ
2009

Учебное издание

**ТЯГОВЫЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ
РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ**

Методические указания

С о с т а в и т е л и:

МЕЛИСАРОВ Валерий Михайлович,
БРУСЕНКОВ Алексей Владимирович,
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович

Редактор З.Г. Чернова

Инженер по компьютерному макетированию М.Н. Рыжкова

Подписано в печать 10.02.2009

Формат 60 × 84/16. 1,63 усл. печ. л. Тираж 70 экз. Заказ № 46

Издательско-полиграфический центр ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Основной задачей курсовой работы является систематизация и закрепление знаний студентов по вопросам теории автомобиля.

Курсовая работа состоит из динамического и топливно-экономического расчётов автомобиля. Расчёты производятся на основании данных, указанных в варианте задания (прил. П1 и П2), выданного преподавателем.

При выполнении курсовой работы производится расчёт и построение теоретической скоростной (внешней) характеристики двигателя, расчёт и построение динамической (топливно-экономической) характеристики автомобиля.

Для расчёта тягово-экономических показателей автомобиля принимаем: номинальную грузоподъёмность, максимальную скорость движения, приведённый коэффициент дорожного сопротивления.

Курсовая работа должна содержать: расчётно-пояснительную записку, выполненную на листах формата А4, которая состоит из трёх частей: подбор и определение основных параметров автомобиля, тяговый расчёт автомобиля, топливно-экономический расчёт автомобиля; графическую часть, включающую в себя: внешнюю скоростную характеристику двигателя, динамическую характеристику автомобиля. Графическая часть выполняется на листах формата А1 чертёжной (или миллиметровой) бумаги.

Размеры физических величин должны соответствовать стандарту СЭВ 1052–78.

1. РАСЧЁТ МОЩНОСТИ И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Одной из основных задач тягового расчёта является выбор мощности двигателя рассчитываемого автомобиля. Она должна быть достаточной для обеспечения движения с заданной максимальной скоростью V_{\max} при полном использовании грузоподъёмности автомобиля. Автомобили, работающие в сельском хозяйстве, должны иметь запас динамического фактора в пределах 1...1,5 % для преодоления дополнительных дорожных сопротивлений.

Мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с полной нагрузкой в заданных дорожных условиях с установившейся максимальной скоростью V_{\max} , определяется по формуле

$$N_e = \frac{V_{\max}}{\eta_{\text{тр}} 3600} \left(G_a \psi + \frac{K_b F V_{\max}^2}{13} \right), \quad (1)$$

где G_a – сила тяжести автомобиля с грузом, Н; V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче в заданных дорожных условиях, км/ч; ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления; K_b – коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости); η – механический к.п.д. трансмиссии для максимальной скорости принимаем равным 0,85...0,90.

Площадь лобового сопротивления определяем по формуле

$$F = HB, \text{ м}^2,$$

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

$$G_a = G_0 + G_r,$$

где G_0 – собственный вес автомобиля, Н; G_r – грузоподъёмность автомобиля.

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

$$Ne_{\max} = (1,05 \dots 1,1) Ne_{\max}.$$

Обороты коленчатого вала при заданной максимальной скорости V_{\max} , км/ч:

$$n_v = (35 \dots 40) V_{\max}, \text{ мин}^{-1}.$$

Обороты коленчатого вала при заданной максимальной мощности двигателя (Ne_{\max}) определим из выражения

$$n_{Ne_{\max}} = 0,9 n_v.$$

1.1. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Внешнюю скоростную характеристику определяем и строим с некоторой погрешностью для карбюраторных четырёхтактных двигателей на основании данных, приведённых в табл. 1.

1. Внешние скоростные характеристики карбюраторного двигателя

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

Для дизельных автомобильных четырёхтактных двигателей с ограничителем зависимость эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала в процентах принимаем по табл. 2.

2. Внешние скоростные характеристики дизельного двигателя

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{ мин}^{-1}$						
$Ne, \%$	17	41	67	92	100	0
$Ne, \text{ кВт}$						

Таким образом, получив в результате расчёта Ne_{\max} и n_{\max} и приняв их за 100 %, можем рассчитать и построить графически внешнюю скоростную характеристику двигателя.

При различных частотах вращения вала двигателя подсчитываем и откладываем на графике не менее пяти точек значений мощности двигателя. Далее соединяем точки плавной огибающей линией, получая зависимость $Ne = f(n)$.

На график также наносим кривую крутящего момента двигателя, каждая точка которой определяется по формуле

$$M_{\text{кр}} = 9550 Ne / n, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2)$$

Точки, соответствующие $M_{кр}$, наносим на график и соединяем огибающей линией.

Кривую удельного расхода топлива в зависимости от оборотов двигателя $g_e = f(n)$ рассчитываем и строим на основании данных табл. 3.

3. Удельный расход топлива в зависимости от оборотов двигателя

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

За 100 % удельного расхода топлива при 100 % n следует принять для карбюраторного двигателя со степенью сжатия 6,5...7 $n = 305...325 \text{ г/кВт}$, для дизельных двигателей $n = 240...250 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$.

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

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

Для удобства пользования полученные результаты сводим в табл. 4, по данным которой строим графики внешней скоростной характеристики двигателя (рис. 1).

4. Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

$n, \text{мин}^{-1}$	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6
$N_e, \text{кВт}$						
$M_{кр}, \text{Нм}$						
$g_e, \text{г/кВт}$						
$G_T, \text{кг/ч}$						

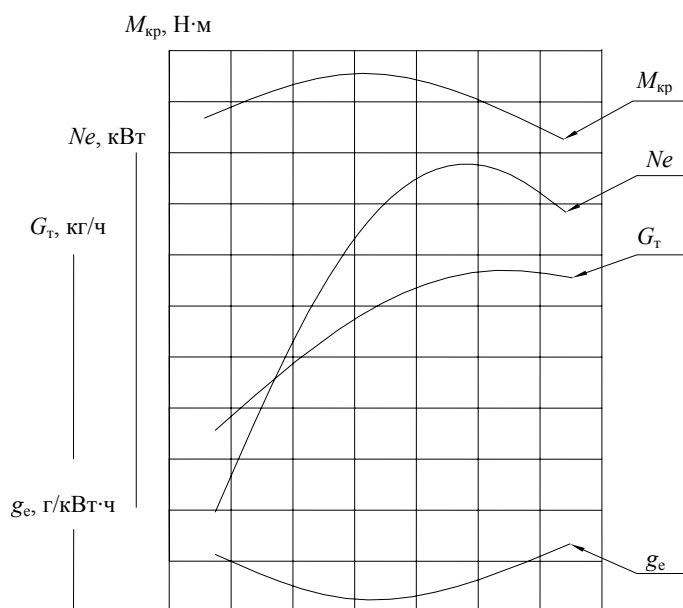


Рис. 1. Примерная внешняя скоростная характеристика двигателя

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Пользуясь выражением для определения теоретической скорости движения автомобиля

$$V = 0,377 \frac{n_v r_k}{i_k i_0},$$

можно найти передаточное число его главной передачи. При движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач $i_k = 1$, а скорость движения V , будет максимальной, тогда

$$i_0 = \frac{0,377 n_v r_k}{V_{\max}},$$

где n_v – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче; r_k – радиус ведущих колес автомобиля, м.

При выполнении расчётов среднюю величину динамического радиуса принимаем постоянной и выражаем её в зависимости от радиуса шины в свободном состоянии

$$r_k = \lambda r_0,$$

где λ – коэффициент деформации шины, для грузовых автомобилей его принимают равным 0,93...0,935.

Радиус шины в свободном состоянии подсчитываем по формуле $r_0 = 0,254(0,5d + b)$, м, где d – диаметр обода колеса в дюймах; b – высота профиля покрышки в дюймах.

1.3. ПОДБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Передачные числа в коробке передач определяем из условия обеспечения наибольшей интенсивности разгона и плавности переключения шестерён, а также для обеспечения движения на первой передаче без буксования по заданной дороге.

Определим максимальную величину динамического фактора на первой передаче:

$$D_{1\max} = \varphi \lambda_k,$$

где φ – коэффициент сцепления; λ_k – коэффициент нагрузки задних колес. При расчёте $\varphi = 0,5 \dots 0,7$. У автомобилей типа 4×2 на задние колёса приходится $70 \dots 75$ % веса автомобиля, т.е. $\lambda_k = 0,7 \dots 0,75$. Для автомобилей типа 4×4 $\lambda_k = 1$.

Исходя из условия получения заданной максимальной величины $D_{1\max}$, воспользуемся зависимостью

$$i_{k1} = \frac{D_{1\max} G r_k}{M_{\text{кр max}} i_0 \eta_{\text{тр}}},$$

где $M_{\text{кр max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Определив передаточное число первой ступени коробки передач, переходим к определению передаточных чисел на промежуточных передачах, выбираемых из условий обеспечения оптимальных показателей, как тягово-скоростных, так и топливно-экономических свойств. Они подбираются таким образом, чтобы разгон на каждой передаче начинался при одних и тех же частотах вращения двигателя n_1 и заканчивался при одних же частотах n_2 . Это даёт возможность использовать для разгона на всех передачах одну и ту же среднюю мощность двигателя (рис. 2).

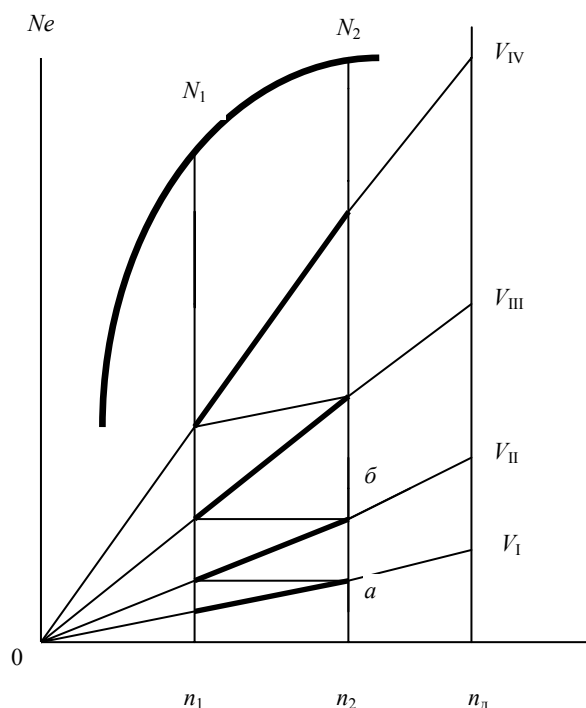


Рис. 2. График разгона автомобиля

Первоначально автомобиль движется на первой передаче, в точке *a* он переходит на вторую передачу, затем в точке *б* – на третью и т.д. С другой стороны, для плавности перехода с одной передачи на другую необходимо, чтобы скорость, с которой начинался разгон на данной передаче, была равна скорости в конце разгона на предыдущей передаче. Это равенство можно выразить уравнением

$$\frac{0,377r_k n_1}{i_0 i_{kx}} = \frac{0,377r_k n_2}{i_0 i_{k(x-1)}}, \quad (5)$$

где n_1 – частота вращения коленчатого вала двигателя, с которой начинается разгон на передаче x ; n_2 – частота вращения коленчатого вала в конце разгона на предыдущей $(x - 1)$ -й передаче.

Из предыдущего уравнения следует, что

$$\frac{i_{k(x-1)}}{i_{kx}} = \frac{n_2}{n_1} = \text{const}. \quad (6)$$

Это предполагает построение ряда передач по принципу геометрической прогрессии откуда

$i_{k_2} = \frac{i_{k_1}}{q}$; $i_{k_3} = \frac{i_{k_2}}{q}$. Знаменатель прогрессии определяем по формуле

$$q = z^{-1} \sqrt[z]{\frac{i_{k_1}}{i_{k_z}}}, \quad (7)$$

где z – число ступеней коробки передач; i_{k_1}, i_{k_z} – передаточные числа коробки на первой и высшей передачах, соответственно.

5. Передаточные числа коробки передач

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

По формулам, приведённым в табл. 5, находим передаточные числа. Зная передаточные числа коробки передач и главной передачи, определим передаточные числа трансмиссии $i_{тр} = i_k i_0$, а затем и скорость движения автомобиля при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ

Тяговый расчёт автомобиля включает в себя определение тягового баланса, динамического фактора, а также ускорение автомобиля на разных передачах.

2.1. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ

Тяговый баланс автомобиля рассматриваем на основании уравнения движения и решаем графо-аналитическими методами.

В случае установившегося движения уравнение тягового баланса будет иметь вид

$$P_k = P_{\psi} + P_w,$$

где P_k – касательная сила тяги автомобиля, Н; P_ψ – общее сопротивление движению, оказываемое дорогой, Н; P_w – сопротивление воздуха, Н.

Для построения динамической характеристики зададим ряд значений частот вращения коленчатого вала двигателя: 20, 40, 60, 80, 100, 120 % от $n_{Ne_{max}}$.

Величину касательной силы тяги определим из выражения

$$P_k = \frac{M_{кр} i_k i_0 \eta_{пр.}}{r_k}, \text{ Н.} \quad (8)$$

Общее сопротивление движению, оказываемое дорогой,

$$P_\phi = \phi G_a. \quad (9)$$

Значение силы сопротивления воздуха для разных скоростей движения автомобиля подсчитываем по формуле

$$P_w = \frac{K_B F V^2}{13}, \text{ Н.} \quad (10)$$

Величины скоростей на каждой передаче определяем по формуле

$$V = 0,377 n_i r_0 / i_i i_0, \text{ км/ч,} \quad (11)$$

где n_i – текущее значение оборотов двигателя, об/мин (из табл. 4).

Результаты подсчетов сводим в табл. 6.

6. Тяговый баланс автомобиля

Передача	n , мин ⁻¹	V , км/ч	$M_{кр}$, Н·м	P_k , Н	P_ψ , Н	P_w , Н

По данным табл. 6 строим график тягового баланса автомобиля (рис. 3).

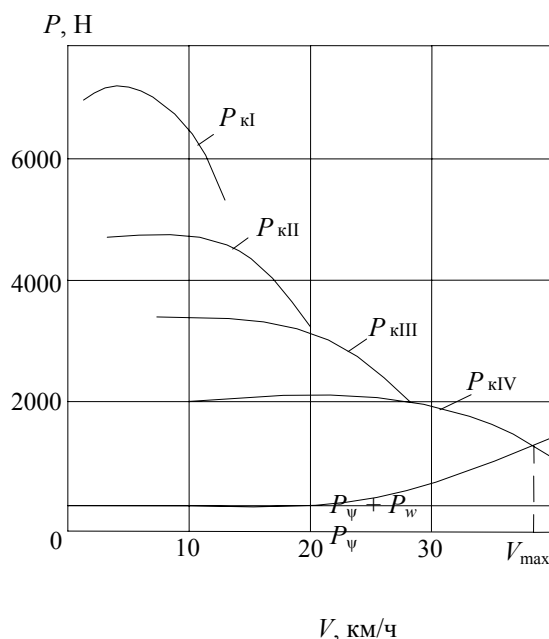


Рис. 3. График тягового баланса автомобиля

2.2. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Динамическим фактором автомобиля называется отношение сил ($P_k - P_w$) к весу автомобиля.

Динамической характеристикой автомобиля называется графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах и полной нагрузке на автомобиль.

Величину динамического фактора на каждой скорости для всех передач определим по формуле

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \quad (12)$$

Необходимо учитывать, что на низких передачах динамический фактор больше, чем на высших. Это обуславливается увеличением силы P_k и уменьшением силы P_w .

Рассчитав величину динамического фактора, результаты заносим в табл. 7.

7. Динамический фактор

Передача	n , мин ⁻¹	$M_{кр}$, Н·м	P_k , Н	P_w , Н	D	V , км/ч

Используя значения динамического фактора, по расчётным данным строим кривые динамического фактора для каждой передачи (рис. 4).

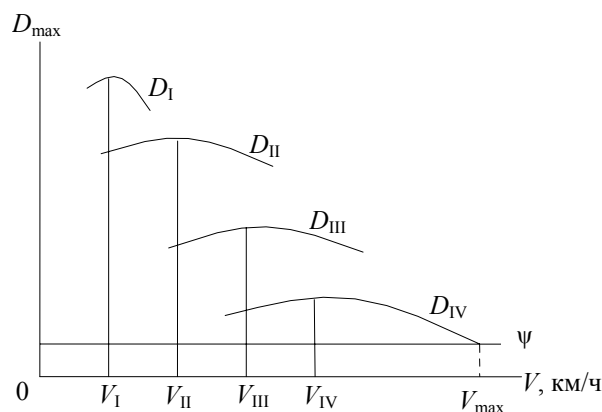


Рис. 4. График динамичности автомобиля

2.3. ПРИЁМИСТОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Приёмистость (разгон автомобиля) – это способность автомобиля быстро увеличивать скорость движения. Оценочными параметрами являются: максимально возможное ускорение, время разгона, путь разгона.

Максимальное возможное ускорение при работе двигателя с полной подачей топлива определим по формуле $j = (D - \psi)g / \delta_{вр}$, где $\delta_{вр}$ – коэффициент вращающихся масс; g – ускорение свободного падения.

Для каждой передачи подсчитываем коэффициент учёта вращающихся масс: $\delta_{вр} = 1,04 + 0,05i_{кп}^2$, где $i_{кп}$ – передаточное число коробки передач на данной передаче.

Результаты расчётов сводим в табл. 8.

8. Приёмистость автомобиля

Передача	$D - \psi$	D	V , км/ч	$j = (D - \psi)g / \delta_{вр}$	$1 / j$, c^2/m

Имея динамическую характеристику, а также значения $\delta_{вр}$ для различных значений $i_{кп}$ и ψ , строим график ускорений автомобиля (рис. 5).

В процессе эксплуатации автомобиль движется равномерно сравнительно небольшое время. Большую часть времени он движется неравномерно. Так, в условиях города он движется с постоянной скоростью 15...25 % времени работы, а ускоренное движение (разгон) составляет 30...45 %.

Разгон автомобиля во многом зависит от его приёмистости, т.е. способности быстро увеличивать скорость движения.

Показателями разгона автомобиля являются ускорение при разгоне j (m/c^2), время разгона t_p (с) и путь разгона S_p (м).

Показатели разгона определяются экспериментально при дорожных испытаниях автомобиля. Они также могут быть определены расчётным способом.

Для расчёта ускорений при разгоне выберем на динамической характеристике автомобиля пять–шесть значений скорости V , определим соответствующие этим скоростям значения динамического фактора D и коэффициента сопротивления дороги ψ . Затем, решив уравне-

ние $j = \frac{D-\psi}{\delta_{вр}} g$, найдём значения ускорений при разгоне на различных передачах. По результатам расчётов строим график ускорений при разгоне автомобиля (рис. 5).

Различные автомобили имеют разные значения максимальных ускорений. Так, у легковых автомобилей с механической трансмиссией максимальные ускорения составляют 2...2,5 м/с², у грузовых автомобилей – 1,7...2 м/с² и у автобусов – 1,8...2,3 м/с².

Графики ускорений позволяют сравнивать приёмистость различных автомобилей при движении по дорогам с одинаковым сопротивлением. Однако такое сравнение не совсем точно, так как различные автомобили имеют разные максимальные ускорения на каждой передаче и разное число передач в коробке передач. Поэтому более точное сравнение приёмистости обеспечивают графики времени и пути разгона.

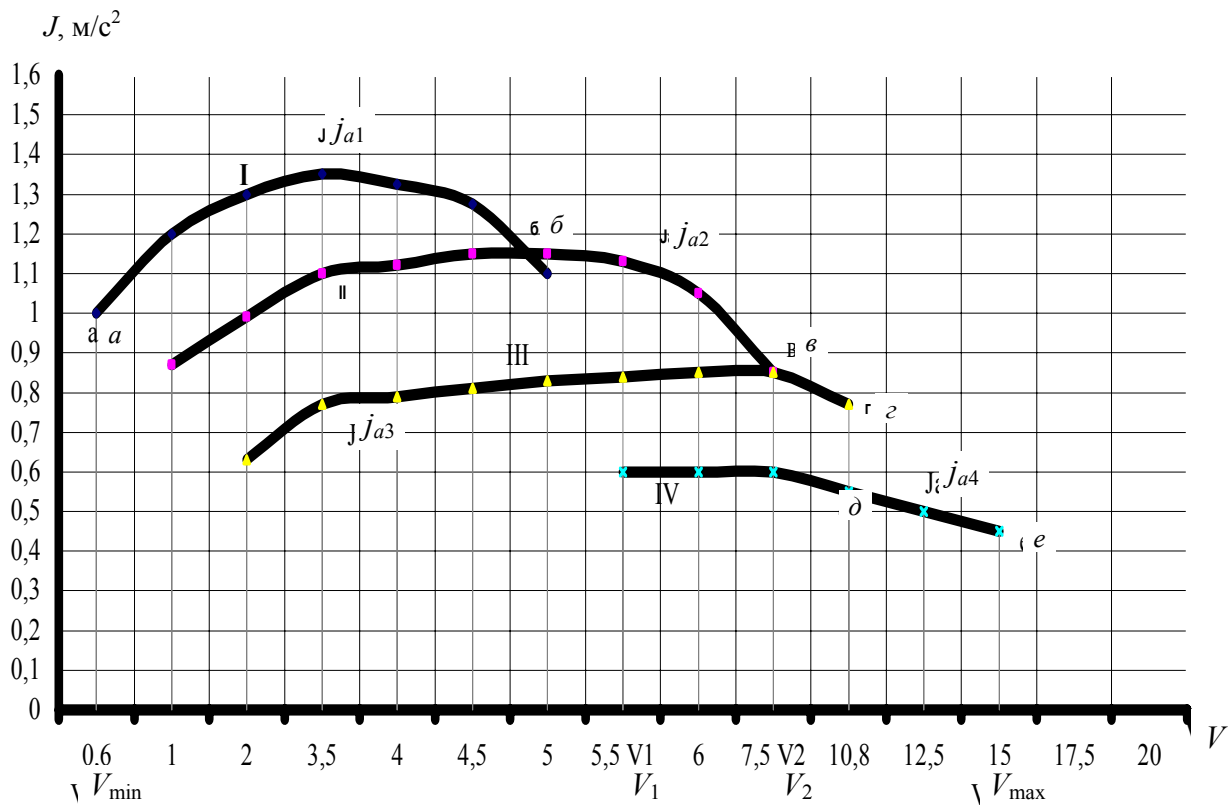


Рис. 5. График ускорений при разгоне автомобиля

2.4. ВРЕМЯ И ПУТЬ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

Время и путь разгона автомобиля определяются графоаналитическим способом. С этой целью кривую ускорений (см. рис. 5) разбивают на ряд отрезков, соответствующих определённым интервалам скоростей. При этом интервалы скоростей принимают следующие: на нижней передаче – 2...3 км/ч, на промежуточных передачах – 5...10 км/ч и на высшей передаче – 10...15 км/ч. Считается, что в каждом интервале скоростей разгон происходит с постоянным ускорением

$$j_{ср} = \frac{j_1 + j_2}{2},$$

где j_1 и j_2 – ускорения в начале и конце интервала скоростей.

Величину среднего ускорения можно также рассчитать, зная величину скорости в начале и конце интервала. Так, например, при изменении скорости от V_1 до V_2 среднее ускорение будет

$$j_{\text{cp}} = \frac{V_2 - V_1}{\Delta t} = \frac{\Delta V}{\Delta t},$$

где Δt – время разгона в заданном интервале скоростей.

Из последнего выражения определяем время разгона в интервале скоростей от V_1 до V_2 :

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{j_{\text{cp}}}.$$

Время разгона автомобиля определяется в такой последовательности (см. рис. 5): на I передаче – по кривой j_I (участок $a-b$), на II передаче – по кривой j_{II} (участок $b-v$), на III передаче – по кривой j_{III} (участок $v-z$) и на IV передаче – по кривой j_{IV} (участок $d-e$). При скоростях, соответствующих точкам $b-v-z$, следует переключать передачи, так как эти скорости являются оптимальными для переключения передач.

Вычислив значение времени разгона в каждом интервале скоростей по формуле $\Delta t_1 = \Delta V_{\text{cp}} / j_{\text{cp}}$, находим общее время разгона от минимальной V_{min} до максимальной V_{max} скорости:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n.$$

По значениям t , определённым для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная со скорости V_{min} . Время переключения передач принимаем $t_n = 1,5$ с. Величину уменьшения скорости автомобиля во время переключения передач определяем по формуле

$$\Delta V_n = 33\psi t_n.$$

Имея значения времени разгона в различных интервалах скоростей, строим график времени разгона (рис. 6). Изломы времени разгона соответствуют моментам переключения передач.

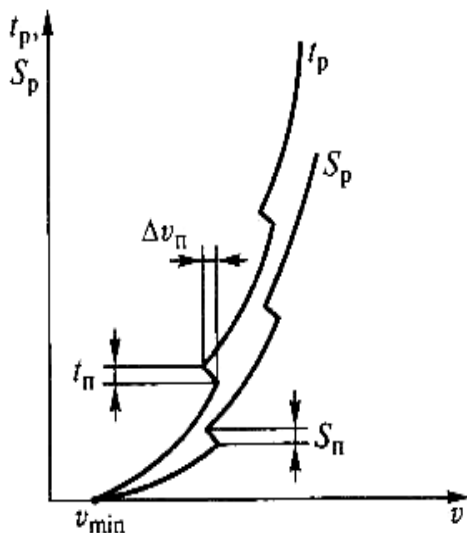


Рис. 6. Графики времени и пути разгона автомобиля

Уменьшение скорости автомобиля при переключении передач зависит от дороги, скорости движения и параметров обтекаемости.

Величину уменьшения скорости (км/ч) определяем по формуле

$$\Delta V_{\text{п}} = 33t_{\text{п}}\psi ,$$

где $t_{\text{п}}$ – время переключения передач, с.

Для определения пути разгона используют те же интервалы скоростей, которые были выбраны при определении времени разгона. При этом считается, что в каждом интервале скоростей происходит равномерное движение автомобиля со средней скоростью

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_1 + V_2}{2}.$$

При разгоне от скорости V_1 до скорости V_2 (см. рис. 5) путь разгона в этом интервале определяем по формуле

$$\Delta S = V_{\text{ср}}\Delta t$$

или с учётом времени разгона

$$\Delta S = \frac{V_{\text{ср}}\Delta V}{j_{\text{ср}}}.$$

Общий путь разгона $S_{\text{р}}$ от минимальной до максимальной скорости находим по формуле

$$S_{\text{р}} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_{\text{п}}.$$

Имея значения пути разгона в различных интервалах скоростей, строим график пути разгона (см. рис. 6). Изломы кривой пути разгона, так же как и у кривой времени разгона, соответствуют переключению передач.

За время переключения передач автомобиль проходит некоторый путь, величина которого определяется по формуле

$$S_{\text{п}} = V_{\text{п}}t_{\text{п}},$$

где $V_{\text{п}}$ – скорость в момент начала переключения передач, м/с.

Рассмотренный метод определения времени и пути разгона автомобиля является приближённым. Поэтому полученные при расчёте результаты могут несколько отличаться от действительных.

3. ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Топливной экономичностью называется совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Топливная экономичность автомобиля определяется почасовым расходом топлива $G_{\text{т}}$ (кг/ч) – масса топлива, расходуемая в один час, и удельным расходом топлива $g_{\text{е}}$ (г/кВт·ч) – масса топлива, расходуемого в один час на единицу мощности двигателя.

Топливо-экономическую характеристику автомобиля строим для случая равномерного движения на высшей передаче по дорогам с тремя значениями коэффициента сопротивления дороги ψ .

Расход двигателя в литрах на 100 км пробега определим по формуле

$$Q_S = \frac{g_e Ne}{10V\gamma_T}, \quad \text{л/100 км}, \quad (14)$$

где g_e – удельный расход топлива, г/кВт·ч; Ne – мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля в заданных условиях кВт; γ_T – плотность топлива, кг/л; для бензина $\gamma_T = 0,725$ кг/л, для дизельного топлива $\gamma_T = 0,825$ кг/л.

Мощность, которую должен развить автомобиль, двигаясь по заданной дороге, определим по формуле

$$Ne = \frac{P_k}{3600\eta_{тр}} = \frac{V}{3600\eta_{тр}} \left(G_a \psi + \frac{K_b F V^2}{13} \right), \quad (15)$$

где ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления; G_a – сила тяжести автомобиля, Н; $\eta_{тр}$ – к.п.д. трансмиссии; V – скорость движения автомобиля, км/ч; K_b – коэффициент лобового сопротивления воздуха; F – площадь лобового сопротивления.

Подставляя значения мощности двигателя в уравнение расхода топлива, получим

$$Q_S = \frac{g_e Ne}{10V\gamma_T} = \frac{g_e}{3600\eta_{тр}\gamma_T} \left(G_a \psi + \frac{K_b F V^2}{13} \right), \quad \text{л/100 км}. \quad (16)$$

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

$$g_e = K_n K_N g_e(Ne_{\max}),$$

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

Величину коэффициентов K_n и K_N – определим графически (рис. 7, 8), где значение коэффициента K_n дано в функции от отношения текущей частоты вращения коленчатого вала двигателя при данной скорости движения к частоте вращения вала при максимальной скорости автомобиля; значение коэффициента K_N дано в функции от отношения мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивлений с данной скоростью к мощности двигателя при той же частоте вала по внешней скоростной характеристике. Эту зависимость приводим в виде двух кривых: для карбюраторных и дизельных двигателей.

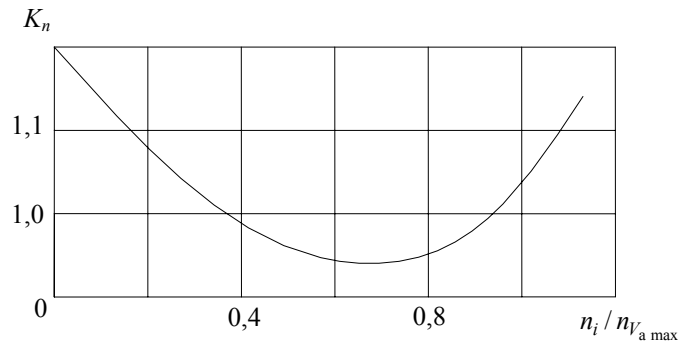


Рис. 7. График изменения коэффициента K_n

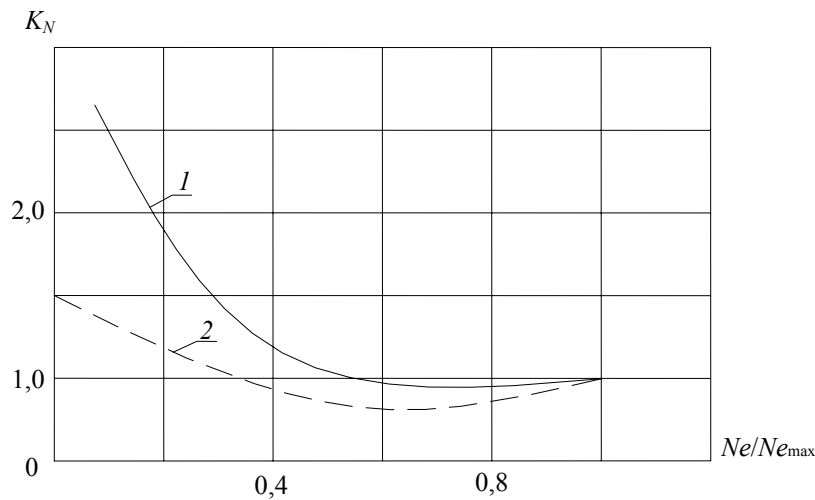


Рис. 8. График изменения коэффициента K_N :
 1 – для карбюраторных двигателей; 2 – для дизелей

Для лучшего представления об экономичности автомобиля строим график, показывающий зависимость расхода топлива автомобиля на 100 км пробега от скорости движения и дорожного сопротивления. Эта характеристика носит название экономической характеристики автомобиля (рис. 9).

Теоретическую экономическую характеристику строим для условий равномерного прямолинейного движения автомобиля на разных скоростях в разных дорожных условиях, для чего по оси абсцисс откладываем в масштабе скорости движения автомобиля со значениями $V = 10, 20, 30, \dots$ км/ч. Для выполнения курсовой работы принимаем движение автомобиля по дороге, характеризующееся приведённым к коэффициентам дорожного сопротивления ψ с полной нагрузкой на прямой передаче.

Расчёт топливно-экономической характеристики производим в следующей последовательности:

1. С учётом данных внешней скоростной характеристики (рис. 1) определяем скорость движения автомобиля на прямой передаче по формуле

$$V = 0,377 \frac{r_k n}{i_{тр}}, \text{ км/ч.} \quad (17)$$

2. Мощность двигателя, требуемую для движения автомобиля на разных скоростях по одной из заданных дорог до полной загрузки двигателя, определяем по формуле

$$Ne = \frac{V}{3600\eta_{тр}} \left(G_a \psi + \frac{K_b F V^2}{13} \right), \text{ кВт.} \quad (18)$$

3. Зная частоту вращения коленчатого вала двигателя для разных скоростей движения автомобиля, определяем отношение n/n_k , $n/n_{V_{a\max}}$, согласно которому по графику (рис. 8) находим значение коэффициента K_n .

4. По графику внешней скоростной характеристики двигателя, для принятых частот вращения коленчатого вала находим значение эффективной мощности Ne (вт) и согласно отношению Ne/Ne (вт) по графику (рис. 8) устанавливаем согласно типу двигателя значение коэффициента K_N .

5. Коэффициент K_n определяется в зависимости от отношения n_e/n_N числа оборотов коленчатого вала двигателя при текущем и максимальном значениях мощности (табл. 9).

9. Значения K_n в зависимости от n_e/n_N

n_e/n_N	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
K_n	1,15	1,09	1,04	1,02	1,01	1,00	1,01	1,02	1,04

Коэффициент K_N определяется в зависимости от степени использования мощности двигателя N (табл. 10).

6. По формуле $g_e = K_n K_N g_{e, Ne \max}$ подсчитываем удельный расход топлива на различных скоростях движения автомобиля.

10. Значения K_N в зависимости от N

$N, \%$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
K_N (бензиновый)	2,11	1,67	1,33	1,22	1,11	1,06	1,00	1,06	1,11
K_N (дизель)	1,56	1,38	1,25	1,12	1,09	1,06	1,00	1,06	1,25

7. Согласно полученным значениям g_e и Ne для разных скоростей движения на прямой передаче автомобиля определяем расход топлива на 100 км пути по формуле

$$Q_S = \frac{g_e Ne}{10V\gamma_T}, \text{ л/100 км.} \quad (19)$$

8. Аналогично производим расчёт расхода топлива на 100 км пробега автомобиля для других сопротивлений дорог с учётом коэффициентов сопротивлений.

9. На основании полученных расчётных данных составляем таблицу по форме табл. 11.

11. Расчётные данные

φ	V , км/ч	n , мин ⁻¹	n_q/n V	K n	N e	$Ne/$ Ne (вн)	K_N	g_e , г/(кВт· ч)	Q_s , л (100 км)

10. Производим построение экономической характеристики автомобиля для разных дорожных условий $Q_s = f(V)$.

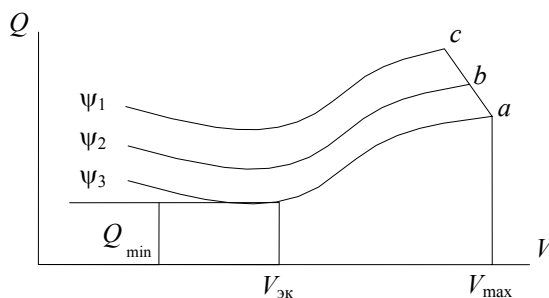


Рис. 9. Топливо-экономическая характеристика двигателя

11. По графику нужно произвести анализ работы автомобиля, определить наибольшую экономическую скорость движения, отметить участки повышенных расходов топлива в зонах больших и малых скоростей движения, установить максимально возможные скорости движения в зависимости от дорожных сопротивлений.

ПРИЛОЖЕНИЕ

П1. Технические характеристики отечественных автомобилей

№ варианта	Тип автомобиля	Габаритные размеры автомобиля, мм	Полная масса автомобиля, кг	Масса снаряжённого автомобиля, кг	Масса перевозимого груза, кг	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колёс, мм	Ширина колеи задних колёс, мм	Максимальная скорость, км/ч
1	ВАЗ-2107	4145×1680×1435	1430	1030	400	13	7,0	2424	1365	1321	150
2	ВАЗ-2109	4006×1650×1402	1370	945	425	13	7,0	2460	1400	1370	154
3	ВАЗ-2110	4262×1676×1425	1650	1040	475	13	7,0	2490	1400	1400	170
4	ВАЗ-11113	3210×1420×1400	645	300	340	12	5,5	2180	1210	1200	130
5	ВАЗ-2131	4240×1680×1640	1800	1300	500	16	7,3	2700	1430	1400	132
6	ИЖ-2126	4053×1942×1437	1400	1000	400	16	6,8	2470	1390	1380	145
7	ИЖ-2717	4400×1680×1400	1750	1010	700	16	7,2	2700	1390	1390	120
8	ГАЗ-3302	5440×2100×2120	3500	1850	1500	16	7,3	2900	1700	1700	115
9	ГАЗ-2310	4810×2095×2370	2800	1750	1000	16	7,3	2760	1700	1700	120
10	ЗИЛ-5301АО	6195×2319×2885	6950	4070	3000	16	8,8	3650	1820	1690	95
11	КамАЗ-43101	7895×2500×3220	15 205	8745	6000	21	16,7	3340	2010	2010	85
12	ГАЗ-53А	6395×2380×2220	7400	3250	4500	20	8,25	3700	1630	1690	90
13	КамАЗ-55111	6680×2500×2710	22 200	9050	13 000	20	9,0	2840	2019	1870	90
14	КрАЗ-65032	8290×2484×2800	31 300	13 200	18 000	20	12,0	4080	2030	1825	72

№ варианта	Тип автомобиля	Габаритные размеры автомобиля, мм	Полная масса автомобиля, кг	Масса снаряжённого автомобиля, кг	Масса перевозимого груза, кг	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колёс, мм	Ширина колеи задних колёс, мм	Максимальная скорость, км/ч
15	МАЗ-5551	5990×2500×2925	17 620	7470	10 000	20	12,0	3300	2032	2032	83
16	МАЗ-5335	8530×2500×3700	16 000	7450	8400	20	11,0	3950	2032	2032	75
17	УАЗ-31512	4025×1785×1990	1600	1590	750	15	8,40	2380	1230	1445	110
18	УАЗ-2206	4440×1940×2101	2780	1855	750	15	8,40	2300	1445	1445	117
19	Урал-4320-10	7380×2500×2925	13 625	8340	5000	20	14,0	3525	2000	2000	75
20	ГАЗ-32213	5500×2075×2200	3250	2240	1000	16	7,0	2900	1700	1560	115
21	ЗИЛ-130	6675×2500×2400	10 525	4300	6000	20	9,0	3800	1800	1850	90
22	КамАЗ-5320	7435×2500×3350	15 305	7080	8000	20	9,0	3190	2026	1856	90
23	ГАЗ-66	5806×2322×2520	5770	3440	2000	20	8,25	3300	1750	1750	90
24	МАЗ-531605	5530×2500×3160	17 150	10 000	6000	20	12,0	3750	2032	1792	85
25	ВАЗ-2115	4330×1620×1420	1400	970	425	13	7,0	2460	1400	1370	155
26	МАЗ-533602	8600×2500×3160	16 500	8700	8300	20	12,0	4900	2032	2032	100
27	КамАЗ-5410	6180×2500×2830	26 000	6500	11 500	20	7,0	2840	2026	1856	90
28	ЗИЛ-433660	6755×2500×2660	11 000	4475	6000	20	9,0	3800	1930	1850	90
29	УАЗ-39095	4818×1974×2355	3050	1880	1170	15	8,40	2550	1445	1220	100
30	ГАЗ-3110	4895×1800×1422	1790	1400	350	15	7,65	2800	1500	1444	147

**II.2. Технические характеристики автомобилей
с механической трансмиссией и $\psi = 0,04$**

№ варианта	Тип автомобиля	Тип двигателя	Полная масса	V_{\max}
1	ВАЗ-2107	Карбюраторный	1435	150
2	ВАЗ-2109	Карбюраторный	1370	154
3	ВАЗ-2110	Карбюраторный	1515	170
4	ВАЗ-11113	Карбюраторный	850	130
5	ВАЗ-2131	Карбюраторный	1850	132
6	ИЖ-2126	Карбюраторный	1400	145
7	ИЖ-2717	Карбюраторный	1750	120
8	ГАЗ-3302	Карбюраторный	3500	115
9	ГАЗ-2310	Карбюраторный	2800	120
10	ЗИЛ-5301 АО	Дизель	6950	95
11	КамАЗ-43101	Дизель	14790	85
12	ГАЗ-53А	Карбюраторный	7250	85

13	КамАЗ-55111	Дизель	19150	75
14	КрАЗ-65032	Дизель	28200	72
15	МАЗ-5551	Дизель	17620	83
16	МАЗ-5335	Дизель	33000	75
17	УАЗ-31512	Карбюраторный	1600	110
18	УАЗ-2206	Карбюраторный	2780	110
19	Урал-4320-10	Дизель	13625	75
20	ГАЗ-32213	Карбюраторный	3250	115
21	ЗИЛ-130	Карбюраторный	9300	80
22	КАМАЗ-5320	Дизель	14800	80
23	ГАЗ-66	Дизель	5440	80
24	МАЗ-531605	Дизель	17150	85
25	ВАЗ-2115	Карбюраторный	1370	155
26	МАЗ-533602	Дизель	2800	100
27	КамАЗ-5410	Дизель	19500	80
28	ЗИЛ-433360	Карбюраторный	1900	90
29	УАЗ-39095	Карбюраторный	3050	105
30	ГАЗ-3110	Карбюраторный	1790	135

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М. : Колос, 1972. – 384 с.
2. Литвинов, А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Методические указания к выполнению курсовой работы по тяговому и топливно-экономическому расчёту автомобиля. – Саратов : СИМСХ, 1988. – 33 с.
4. Автомобильный справочник : первое русское издание. – М. : Изд-во "За рулем", 1999. – 896 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. РАСЧЁТ МОЩНОСТИ И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ	3
1.1. Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя	4
1.2. Определение передаточного числа главной передачи	7
1.3. Подбор передаточных чисел коробки передач	7
2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ	10
2.1. Тяговый баланс автомобиля	10
2.2. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля	11
2.3. Приёмистость автомобиля	12
2.4. Время и путь разгона автомобиля	15
3. ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА	17
ПРИЛОЖЕНИЕ	22
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	25