

№ 4924

629

К 65

# **КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ДИНАМИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

**Методические указания**

**НОВОСИБИРСК  
2018**

# КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ДИНАМИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания к выполнению курсовой работы  
по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства  
транспортных средств» для студентов МТФ,  
направление подготовки 23.03.03 «Эксплуатация  
транспортно-технологических машин и комплексов»

УДК 629.331.021(07)  
К 65

Составитель  
канд. техн. наук, доцент *В.П. Гилета*

Рецензент  
канд. техн. наук, доцент *А.И. Безнедельный*

Работа подготовлена на кафедре технологии машиностроения

© Новосибирский государственный  
технический университет, 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	4
Варианты заданий .....	5
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ .....	7
1.1. Определение масс автомобиля .....	8
1.2. Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам .....	11
1.3. Выбор шин и определение радиуса качения колес .....	12
1.4. Геометрические параметры автомобиля и сила сопротивления воздуха движению .....	13
1.5. Определение параметров двигателя .....	16
1.6. Параметры трансмиссии .....	25
1.6.1. Определение передаточного числа главной передачи .....	25
1.6.2. Определение передаточных чисел коробок передач .....	27
2. РАСЧЕТ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ .....	31
2.1. Силовой баланс автомобиля .....	32
2.2. Мощностной баланс автомобиля .....	35
2.3. Динамическая характеристика автомобиля .....	37
2.4. Приемистость автомобиля .....	41
2.4.1. Ускорение при разгоне .....	41
2.4.2. Время и путь разгона .....	43
3. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	46
Построение топливно-экономической характеристики .....	47
4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	51
5. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ .....	52
Список литературы .....	53

## **ВВЕДЕНИЕ**

Основной целью курсовой работы является закрепление знаний, полученных при изучении курса «Конструкция и потребительские свойства изделий», и развитие навыков по оценке тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля во время эксплуатации в различных дорожных условиях. Эта цель достигается при выполнении этапов проектирования транспортных средств, связанных с выбором основных параметров автомобиля, расчетов и построений его тягово-скоростных и топливно-экономических свойств и их анализом.

Исходные данные для выполнения курсовой работы студент получает из варианта задания, предложенного преподавателем (см. таблицу вариантов заданий).

Методические указания содержат порядок выполнения работы и необходимые справочные данные.

Результаты выполнения курсовой работы предоставляются в виде пояснительной записки, выполненной в соответствии с требованиями раздела 5 настоящих методических указаний.

При итоговой аттестации курсовой работы учитываются качество ее выполнения и результаты защиты.

## Варианты заданий

### Исходные данные для выполнения курсовой работы

Номер варианта	Тип автомобиля	Колесная формула	Пассажировместимость, чел. или грузоподъёмность, кг	Тип привода	Число передач в КП	Тип двигателя	Габаритная длина автомобиля, $L$ , м	Максимальная скорость движения автомобиля, км/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Л	4 x 2	5	П	5	БВ	4,2	190
2	Гр-Б	4 x 2	4500	3	5	Д	–	90
3	А-Г	4 x 2	75	3	6	Д	9,0	90
4	Л	4 x 2	5	П	6	Д	4,1	185
5	Гр-С	4 x 2	5000	3	5	Д	–	90
6	А-П	4 x 2	40	3	6	Д	8,2	110
7	Л	4 x 2	5	П	5	БВ	4,1	200
8	Гр-Б	4 x 2	8000	3	5	Д	–	90
9	А-Г	4 x 2	70	3	5	Д	9,0	90
10	Л	4 x 2	5	П	6	Д	4,1	175
11	Гр-С	4 x 2	9500	3	5	Д	–	90
12	А-Т	4 x 2	45	3	6	Д	12,0	130
13	Л	4 x 2	5	П	5	БВ	3,8	170
14	Гр-Б	4 x 2	7000	3	5	Д	–	90
15	А-Г	4 x 2	75	3	5	Д	9,0	100
16	Л	4 x 2	5	3	5	БВ	4,3	185
17	Гр-С	4 x 2	10000	3	5	Д	–	90
18	А-М	4 x 2	45	3	5	Д	12,0	130
19	Л	4 x 2	5	3	6	БВ	4,5	210
20	Гр-Б	4 x 2	8500	3	5	Д	–	90
21	А-Г	4 x 2	65	3	6	Д	8,5	90
22	Л	4 x 2	5	П	6	БВ	3,8	195
23	Гр-С	4 x 2	9100	3	5	Д	–	90
24	А-Т	4 x 2	45	3	6	Д	12,0	130

## Окончание таблицы

Номер варианта	Тип автомобиля	Колесная формула	Пассажировместимость, чел. или грузоподъёмность, кг	Тип привода	Число передач в КП	Тип двигателя	Габаритная длина автомобиля, $L$ , м	Максимальная скорость движения автомобиля, км/ч
25	Л	4 x 2	5	3	6	БВ	4,2	200
26	Гр-Б	4 x 2	10 000	3	5	Д	–	90
27	А-Г	4 x 2	80	3	5	Д	9,5	90
28	Л	4 x 2	5	3	5	Д	4,2	185
29	Гр-С	4 x 2	4500	3	5	Д	–	90
30	А-П	4 x 2	40	3	6	Д	8,2	120

**Примечание.** В таблице введены следующие обозначения: в графе «Тип автомобиля»: Л – легковой; Гр-Б – грузовой бортовой; Гр-С – грузовой самосвал; А-Г – автобус городской; А-М – автобус междугородный; А-Т – автобус туристский; А-П – автобус пригородный; в графе «Тип привода»: З – задний; П – передний; в графе «Тип двигателя»: Д – дизельный; БВ – бензиновый с впрыском.

## 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ

Автомобиль состоит из элементов и систем, которые обладают физическими свойствами. Количественно физические свойства оцениваются параметрами.

*Параметр* – это величина, характеризующая свойство или режим работы объекта (автомобиля или его отдельного механизма). Различают внутренние, внешние и выходные параметры.

*Внутренние параметры* – это параметры элементов, из которых состоит автомобиль, т.е. параметры его механизмов и систем (двигателя, трансмиссии и др.).

Поскольку автомобили функционируют в дорожных условиях, то параметры дороги (продольные и поперечные уклоны, радиусы кривизны составляющих ее участков, вид и качество дорожного покрытия) и воздушной среды (плотность, относительная влажность, скорость и направление ветра) оказывают существенное влияние на эксплуатационные показатели автомобиля. Эти параметры относят к *внешним*.

*Выходные параметры* автомобиля характеризуют его эффективность и качество процессов функционирования (максимальная скорость, удельная грузоподъемность, удельный расход топлива, показатели приемистости и др.).

*Главный параметр* – это параметр, наиболее полно выражающий или регламентирующий технические и эксплуатационные свойства автомобиля и остающийся постоянным при технических усовершенствованиях автомобиля. Для грузовых автомобилей в качестве главного параметра принята полная масса автомобиля, для легковых и автобусов – габаритная длина.

*Основные параметры* – это параметры, зависящие от главного параметра и характеризующие отдельные наиболее важные технические и эксплуатационные свойства автомобиля.



При расчете характеристик основных узлов автомобиля оперируют тремя видами параметров: заданными, выбираемыми и рассчитываемыми.

*Исходные параметры* определяются заданием: тип автомобиля (легковой, грузовой, автобус, специальный), тип двигателя, грузоподъемность или пассажироместимость автомобиля, максимальная скорость.

*Выбираемые параметры* определяются на основании технического задания на автомобиль. При этом анализируются и учитываются технические характеристики существующих, близких по назначению автомобилей. Выбираемыми являются массогеометрические параметры автомобиля, параметры колеса, коэффициент сопротивления воздуха  $k_v$ , угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности  $\omega_N$ , КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$ .

*Рассчитываемыми параметрами* являются максимальные мощность  $N_{e_{max}}$  и крутящий момент двигателя  $M_{e_{max}}$ , обороты коленчатого вала при максимальном моменте  $n_M$ , передаточное число главной передачи  $u_0$  и передаточные числа коробки  $u_{kpi}$  и раздаточной коробки  $u_{рки}$  (при ее наличии).

Выбором основных параметров автомобиля является:

- 1) определение масс автомобиля;
- 2) распределение нагрузки от полной массы по мостам;
- 3) подбор шин и определение расчетного радиуса качения колес;
- 4) определение габаритных размеров и площади лобового сопротивления автомобиля;
- 5) определение параметров двигателя;
- 6) определение передаточного числа главной передачи;
- 7) определение передаточных чисел коробки передач;
- 8) определение передаточных чисел раздаточной коробки (если это необходимо).

## 1.1. Определение масс автомобиля

Для характеристик масс автомобиля приняты следующие определения:

- 1) масса снаряженного автомобиля  $m_0$  – масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без полезной нагрузки, водителя и пассажиров;

2) полная масса одиночного автомобиля  $m_a$  – суммарная масса снаряженного автомобиля  $m_o$ , экипажа, груза, пассажиров и багажа;

3) масса автопоезда  $m_{ап}$  – суммарная полная масса тягача и прицепа (полуприцепа).

### Легковой автомобиль

Полная масса автомобиля (легкового, грузового, автобуса)  $m_a$  (кг) равна

$$m_a = m_o + m_{\Gamma}, \quad (1)$$

где  $m_o$  – масса снаряженного автомобиля, кг;  $m_{\Gamma}$  – масса нагрузки, кг.

Снаряженная масса легкового автомобиля может быть определена по уравнению регрессии второго порядка [3]:

$$m_o = b_0 + b_1 L_{\Gamma} + b_2 L_{\Gamma}^2, \quad (2)$$

где  $b_0$ ,  $b_1$  и  $b_2$  – коэффициенты регрессии;  $L_{\Gamma}$  – габаритная длина автомобиля, мм.

Значения коэффициентов регрессии представлены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

#### Коэффициенты уравнения регрессии для определения массы $m_o$ легковых автомобилей

Класс автомобиля	Габаритная длина, мм	Определяемый параметр	Коэффициенты		
			$b_0$	$b_1$	$b_2$
A	$L_{\Gamma} < 3500$	$m_o$	$-2,711 \cdot 10^3$	1,027	0
B	$3500 \leq L_{\Gamma} < 3900$	$m_o$	$1,629 \cdot 10^4$	-8,818	$1,259 \cdot 10^{-3}$
C	$3900 \leq L_{\Gamma} < 4300$	$m_o$	$4,279 \cdot 10^4$	-20,892	$2,615 \cdot 10^{-3}$
D	$4300 \leq L_{\Gamma} < 4600$	$m_o$	$-2,465 \cdot 10^4$	11,109	$-1,186 \cdot 10^{-4}$
E	$4600 \leq L_{\Gamma} < 4900$	$m_o$	$1,266 \cdot 10^5$	-53,747	$5,771 \cdot 10^{-3}$
F	$L_{\Gamma} \geq 4900$	$m_o$	$5,475 \cdot 10^4$	-22,421	$2,359 \cdot 10^{-3}$

Полная масса легкового автомобиля равна

$$m_a = m_o + (70 + m_6)n, \quad (3)$$

где  $70$  – масса водителя и пассажиров, кг;  $m_6$  – масса багажа, приходящаяся на одного пассажира, кг (принимается равной  $10$  кг);  $n$  – число пассажирских мест, в том числе и место водителя, чел.

## Автобус

Полная масса автобуса  $m_a$  определяется суммой масс снаряженного автобуса  $m_o$  и его грузоподъемностью  $m_T$ .

Масса снаряженного автобуса примерно пропорциональна его габаритной длине  $L_T$ :

$$m_o = k_m L_T, \quad (4)$$

где  $k_m$  – коэффициент массы, кг/м. Для городских автобусов  $k_m = 700 \dots 750$  кг/м; для пригородных  $k_m = 700 \dots 750$  кг/м; для туристских и международных  $k_m = 700 \dots 750$  кг/м.

Грузоподъемность автобуса  $m_T$  определяют по формуле

$$m_T = n_3 m_{ч3} + n_{п} (m_{п} + m_6 + m_{p.k}), \quad (5)$$

где  $n_3$  – количество членов экипажа;  $m_{ч3}$  – масса члена экипажа;  $n_{п}$  – количество перевозимых пассажиров (пассажировместимость);  $m_{п}$  – масса пассажира;  $m_6$  – масса багажа на одного пассажира;  $m_{p.k}$  – масса ручной клади на одного пассажира.

В расчетах принимается:  $m_{ч3} = 75$  кг;  $m_{п} = 68$  кг; в городском автобусе  $m_6 = 0$ ,  $m_{p.k} = 3$  кг; в пригородном  $m_6 = 10$  кг,  $m_{p.k} = 0$ ; в междугородном и туристском  $m_6 = 20$  кг,  $m_{p.k} = 3$  кг.

В междугородных и туристских автобусах перевозка стоящих пассажиров не предусмотрена.

## Грузовой автомобиль

Для грузового автомобиля его полная масса является главным параметром и включает в себя массу снаряженного автомобиля  $m_o$  и массу нагрузки  $m_T$ .

Масса нагрузки определяется по формуле

$$m_{\Gamma} = m_{\Gamma p} + (m_{\text{ч.э}} + m_{\text{б}})n_{\text{ч.э}}, \quad (6)$$

где  $m_{\Gamma p}$  – номинальная грузоподъемность автомобиля, кг;  $m_{\text{ч.э}}$  – масса члена экипажа грузового автомобиля, кг ( $m_{\text{ч.э}} = 75$  кг);  $m_{\text{б}}$  – масса багажа одного члена экипажа грузового автомобиля, кг ( $m_{\text{б}} = 5$  кг);  $n_{\text{ч.э}}$  – количество членов экипажа.

В проектных расчетах массу снаряженного грузового автомобиля можно определить с помощью коэффициента  $k$ , равного

$$k = \frac{m_{\Gamma}}{m_0}.$$

Для двухосных бортовых автомобилей с полной массой 8...12 т  $k = 0,95...1,25$ , с полной массой 12...20 т  $k = 1,25...1,55$ ; для трехосных бортовых автомобилей  $k = 1,45...1,70$ . Для седельных двухосных тягачей  $k = 1,50...1,75$ ; для седельных трехосных тягачей  $k = 1,55...1,80$ . Для двухосных самосвалов  $k = 1,25...1,55$ , для трехосных  $k = 1,65...1,85$ .

## **1.2. Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам**

Полная масса автомобиля распределяется между его мостами с учетом допускаемой нагрузки на дорогу.

В Российской Федерации предельно допустимые значения полной массы, нагрузки на ось, габаритов для различных типов автотранспортных средств установлены постановлениями правительства [4].

Предельно допустимая полная масса двухосного одиночного автомобиля не должна превышать 18 т, трехосного – 25 т, четырехосного – 32 т, пятиосного и более – 38 т; автопоездов седельных и прицепных трехосных – не более 28 т, четырехосных – 36 т, пятиосных – 40 т, шестиосных и автомобилей с большим количеством осей – 44 т.

По осевой нагрузке (на наиболее нагруженную ось) все виды автомобилей и автомобильных поездов подразделяются на три группы, характеризующих возможность их применения на тех или иных видах автомобильных дорог.

1. Автомобили группа А с нагрузкой на ось от 6 до 10 т;

2. Автомобили группы Б с нагрузкой на ось до 6 т.
3. Автомобили внедорожные, не имеющие ограничений по нагрузке на ось (карьерные, аэродромные и т. п.).

Автомобили группы А допускается эксплуатировать только на дорогах I–III категории; группы Б – на всех автомобильных дорогах.

При распределении полной массы по осям с целью повышения проходимости автомобиля нагрузку на шины ведущих колес принимают несколько большую, чем на шины неприводных колес. Выбор нагрузки на ведущий мост (цепной массы) может быть осуществлен на основании данных табл. 2 [1].

Т а б л и ц а 2

**Распределение полной массы по мостам для двухосных автомобилей**

Тип автомобиля	Сцепная масса
Грузовые автомобили со сдвоенными шинами ведущих колёс:	
группа А	$m_{\varphi} = (0,67 \dots 0,70)m_a$
группа Б	$m_{\varphi} = (0,70 \dots 0,75)m_a$
Автобусы:	
городские, пригородные и междугородные	$m_{\varphi} = (0,67 \dots 0,70)m_a$
для местных перевозок	$m_{\varphi} = (0,70 \dots 0,75)m_a$
Легковые автомобили:	
заднеприводные с передним расположением двигателя	$m_{\varphi} = (0,52 \dots 0,55)m_a$
заднеприводные с задним расположением двигателя	$m_{\varphi} = (0,56 \dots 0,60)m_a$
переднеприводные с передним расположением двигателя	$m_{\varphi} = (0,53 \dots 0,57)m_a$

### 1.3. Выбор шин и определение радиуса качения колес

Критериями при выборе шин являются максимально допустимая нагрузка на шину и максимально допустимая скорость движения автомобиля.

Для определения наиболее нагруженной шины рассчитываются нагрузки на колеса передней и задней оси (тележки).

Нагрузка на колесо передней  $P_{ш1}$  и задней осей (или тележки)  $P_{ш2}$  равна

$$P_{ш1} = G_1 / n_1; \quad P_{ш2} = G_2 / n_2,$$

где  $G_1, G_2$  – вес автомобиля, приходящийся на передний и задний мост соответственно;  $n_1, n_2$  – количество шин переднего и заднего мостов.

Сравнивая значения  $P_{ш1}$  и  $P_{ш2}$ , определяют наиболее нагруженное колесо и по ГОСТ 4754–97 или ГОСТ 5513–97 выбирают шину (при этом во внимание принимается также и индекс категории скорости шины – максимально допустимая скорость движения), устанавливают ее геометрические параметры.

По геометрическим параметрам выбранной шины рассчитывается радиус качения колеса  $r_k$ , м

$$r_k = 0,5d + \lambda_z H, \quad (7)$$

где  $d$  – посадочный диаметр шины, м;  $\lambda_z$  – коэффициент вертикальной деформации шины;  $H$  – высота профиля шины, м. Для тороидальных шин  $\lambda_z = 0,85 \dots 0,87$ .

В расчетах принимается, что при движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием радиусы качения, статический и динамический, равны между собой.

#### **1.4. Геометрические параметры автомобиля и сила сопротивления воздуха движению**

В Российской Федерации установлены следующие предельно допустимые габариты транспортных средств.

- Длина, м:
  - одиночное транспортное средство – 12;
  - прицеп – 12;
  - автопоезд – 20;
- ширина  $B_a$ , м:
  - все транспортные средства – 2,55;
  - изотермические кузова транспортных средств – 2,6;

- высота  $H_a$ , м:

- все транспортные средства – 4.

Высота  $H_a$ , ширина  $B_a$ , колея  $B$  и база  $L$  проектируемого автомобиля выбираются по автомобилям-аналогам. Продольные координаты  $l_1$ ,  $l_2$  ( $l_1$  – расстояние от центра масс до оси переднего моста;  $l_2$  – расстояние от центра масс до оси заднего моста) и высота  $h_c$  центра масс определяются по выражениям

$$l_1 = \frac{Lm_{a2}}{m_a}; \quad l_2 = \frac{Lm_{a1}}{m_a}; \quad (8)$$

$$h_c^\Gamma = (0,30...0,35)L; \quad h_c^0 = (0,20...0,30)L, \quad (9)$$

где  $m_{a1}$  и  $m_{a2}$  – распределение полной массы по осям автомобиля (индекс 1 – передняя ось; индекс 2 – задняя ось или тележка сдвоенного моста);  $h_c^\Gamma$  и  $h_c^0$  – высота центра масс груженого и снаряженного автомобиля соответственно.

Движение автомобиля происходит в воздушной среде плотностью  $\rho_v$ , на что расходуется часть мощности автомобиля.

Для упрощения расчетов элементарные силы сопротивления воздуха, распределенные по всей поверхности автомобиля, заменяют сосредоточенной силой *сопротивления воздуха*. Сила сопротивления воздуха  $P_v$  (Н) зависит от параметров внешней среды, формы и габаритов кузова и скорости движения автомобиля:

$$P_v = 0,5C_x F_v \rho_v V_a^2, \quad (10)$$

где  $C_x$  – коэффициент обтекаемости (безразмерная величина), определяют путем продувки автомобиля или его модели в аэродинамической трубе;  $F_v$  – площадь лобового сопротивления, т. е. площадь, равная площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси, м<sup>2</sup>;  $\rho_v$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $V_a$  – скорость автомобиля, м/с.

При определении силы сопротивления воздуха обычно используют не коэффициент обтекаемости  $C_x$  (коэффициент лобового сопротивления), который определяется в основном формой автомобиля, а коэф-

коэффициент сопротивления воздуха  $k_B$ , численное значение которого равно силе сопротивления воздуха, действующей на 1 м<sup>2</sup> лобовой площади автомобиля при относительной скорости потока воздуха 1 м/с. При этом сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле

$$P_B = \frac{k_B F V^2}{13}, \quad (11)$$

где  $k_B$  – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $F$  – площадь лобового сопротивления автомобиля, м<sup>2</sup>;  $V$  – скорость движения автомобиля, км/ч.

При расчете силы сопротивления воздуха значения площади лобового сопротивления и коэффициента сопротивления воздуха для разных типов автомобилей можно выбрать из табл. 3.

Т а б л и ц а 3

**Площадь лобового сопротивления и коэффициент сопротивления воздуха для различных типов автомобилей**

№ п/п	Тип и классы автомобиля		Габаритная длина $L_T$ , м	Площадь лобового сопротивления $F_B$ , м <sup>2</sup>	Коэффициент сопротивления воздуха $k_B$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>
1	Легковые		$L_T < 3,5$	1,2...1,7	0,14...0,18
	Класс в СНГ	Класс в ЕС			
	особо малый	A			
	малый	B	$3,5 \leq L_T < 3,9$	1,5...1,9	0,15...0,21
	средний	C и D	$3,9 \leq L_T < 4,6$	1,9...2,1	0,18...0,25
	большой	E	$4,6 \leq L_T < 4,9$	2,0...2,5	0,19...0,30
	высший	F	$L_T \geq 4,9$	2,1...2,6	0,20...0,35
2	Автобусы		$L_T < 5,0$	3,5...4,3	0,21...0,25
	Класс в СНГ	Класс в ЕС			
	особо малый	A			
	малый	B	$5,0 \leq L_T < 7,5$	4,3...6,2	0,23...0,28
	средний	C и D	$7,5 \leq L_T < 9,5$	5,2...6,5	0,27...0,33
	большой	E	$9,5 \leq L_T < 12$	5,8...9,1	0,31...0,40
	особо большой (сочлененный)	F	$L_T \geq 12$	6,2...9,1	0,40...0,50



№ п/п	Тип и классы автомобиля	Габаритная длина $L_T$ , м	Площадь лобового сопротивления $F_b$ , м <sup>2</sup>	Коэффициент сопротивления воздуха $k_b$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>
3	Грузовые (грузоподъем- ностью):			
	0,5...2,0 т		3,0...5,0	0,32...0,37
	2,0...5,0 т		3,5...5,5	0,36...0,42
	5,0...16,0 т		5,0...8,5	0,40...0,55
4	Магистральные автопоезда		7,5...9,0	0,55...0,70

### 1.5. Определение параметров двигателя

Для движения автомобиля необходима энергия. Источником этой энергии является двигатель. Количество энергии, вырабатываемой в единицу времени, оценивается эффективной мощностью  $N_e$ . Параметрами мощности являются крутящий момент на коленчатом валу двигателя  $M_e$  (Н·м) и угловая скорость вала  $\omega_e$  (рад/с) или количество оборотов в минуту  $n_e$  (об/мин). Значение этих параметров определяет величину мощности двигателя:

$$N_e = M_e \omega_e. \quad (12)$$

Мощность двигателя и его параметры изменяются в соответствии с количеством топлива, подаваемого в цилиндры двигателя.

Мощность двигателя проектируемого автомобиля определяется из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения на прямолинейном горизонтальном участке дороги. В этих условиях уравнение баланса мощности имеет вид

$$N_T = N_\psi + N_b, \quad (13)$$

где  $N_T$  – мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля;  
 $N_\psi$  – мощность, необходимая для преодоления сопротивления дороги;  
 $N_b$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Уравнение (13) можно представить в виде

$$N_e \eta_{\text{тр}} = (g m_a \psi_{\text{max}} V_{a \text{max}} + k_{\text{в}} F_{\text{в}} V_{a \text{max}}^3), \quad (14)$$

где  $N_e$  – мощность двигателя;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии;  $\psi_{\text{max}}$  – коэффициент максимального суммарного дорожного сопротивления (при максимальной скорости автомобиля);  $V_{a \text{max}}$  – максимальная скорость автомобиля (м/с).

Коэффициент суммарного дорожного сопротивления зависит от состояния дороги и ее уклона:

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha, \quad (15)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  – угол продольного уклона дороги.

В уравнении (15) знак «+» соответствует движению автомобиля в гору, а знак «–» – под гору.

При небольших значениях угла  $\alpha$  синус может быть заменен тангенсом. В дорожном строительстве тангенс угла наклона дороги к горизонту называют продольным уклоном  $h$  и выражают в тысячных долях (промилле, ‰) или в процентах.

Например, уклон одной и той же крутизны может быть обозначен:  $h = 30 \text{ ‰}$ ;  $h = 3 \text{ ‰}$ ;  $h = 0,03$ .

Для дорог с углом уклона  $\alpha < 5$  градусов суммарное дорожное сопротивление может быть выражено как

$$\psi = f + h. \quad (16)$$

Коэффициент сопротивления качению не является постоянной величиной и зависит от скорости движения автомобиля:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{25\,000} \right), \quad (17)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при малой скорости, принимается по табл. 4 в зависимости от типа дорожного покрытия.

Т а б л и ц а 4

**Коэффициент сопротивления качению**

№ п/п	Тип дорожного покрытия	Коэффициент $f_0$
1	Асфальто-бетонное или цементно-бетонное покрытие в хорошем состоянии	0,007...0,015
2	То же в удовлетворительном состоянии	0,015...0,020
3	Булыжная дорога в хорошем состоянии	0,025...0,030
4	Гравийная дорога в хорошем состоянии	0,020...0,025
5	Грунтовая дорога: сухая укатанная после дождя в период распутицы	0,025...0,030 0,050...0,150 0,100...0,250
6	Песок: сухой сырой	0,10...0,30 0,06...0,15
7	Суглинистая и глинистая дорога: сухая в пластичном состоянии	0,04...0,06 0,10...0,20
8	Обледенелая дорога	0,015...0,030
9	Укатанная снежная дорога	0,03...0,05
10	Рыхлый снег	0,10...0,30

Решая уравнение (14) относительно  $N_e$ , получим

$$N_e = \frac{V_{a\max}}{\eta_{\text{тр}}} (gm_a \psi_{\max} + k_{\text{в}} F_{\text{в}} V_{a\max}^2), \quad (18)$$

или (если скорость автомобиля выражена в километрах в час:

$$N_e = \frac{V_{\max}}{3,6\eta_{\text{тр}}} \left( gm_a \psi_{\max} + \frac{k_{\text{в}} F_{\text{в}} V_{\max}^2}{3,6^2} \right). \quad (19)$$

При максимальной скорости движения  $V_{\max}$  коленчатый вал двигателя вращается с максимальной угловой скоростью  $\omega_{e\max}$ , которая при установке на автомобиле дизельного или бензинового двигателя с впрыском соответствует получению максимальной (номинальной)

мощности, т. е.  $N_{e\max}$  и  $\omega_{e\max} = \omega_N$  ( $\omega_N$  – угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности двигателя, табл. 5).

Т а б л и ц а 5

**Обороты коленчатого вала при максимальной мощности бензиновых и дизельных двигателей**

Тип двигателя	$n_N$ , об/мин	$\omega_N$ , рад/с	$n_N$ , об/мин (ср. знач.)
<b>Бензиновые двигатели:</b>			
– легковые автомобили	4800...7000	502,6...733,0	5500
– грузовые автомобили и автобусы	3000...4600	314,1...481,7	4000
<b>Дизельные двигатели:</b>			
– легковые автомобили	3500...5000	366,5...523,5	4500
– грузовые автомобили и автобусы	2000...3500	209,4...366,5	2500

У карбюраторных двигателей легковых автомобилей значения  $\omega_{e\max}$  и  $\omega_N$ , как правило, не совпадают.

Определение максимальной мощности двигателя проектируемого автомобиля производится при условии, что он движется на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием, т. е.  $h = 0$  и  $\psi = f$ .

Крутящий момент двигателя при максимальной мощности  $M_N$  равен

$$M_N = \frac{N_{e\max}}{\omega_N}. \quad (20)$$

Связь максимального крутящего момента двигателя и крутящего момента при максимальной мощности описывается уравнением

$$M_{e\max} = M_N k_M, \quad (21)$$

где  $k_M$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту.

Угловая скорость коленчатого вала  $\omega_M$ , при которой достигается максимальный крутящий момент, равна

$$\omega_M = \frac{\omega_N}{k_\omega}, \quad (22)$$

где  $k_\omega$  – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту.

У карбюраторных двигателей  $k_M = 1,20 \dots 1,35$ ;  $k_\omega = 1,5 \dots 2,5$ ; у дизельных и бензиновых двигателей с впрыском топлива  $k_M = 1,05 \dots 1,20$ ;  $k_\omega = 1,45 \dots 2,0$ . У современных дизельных двигателей с электронным управлением подачей топлива значение  $k_M$  достигает  $1,4 \dots 1,5$ .

По полученному значению  $N_{e \max}$  подбирается двигатель для проектируемого автомобиля, при этом принимается во внимание его топливная экономичность, масса, габариты. Для выбранного двигателя составляется краткая техническая характеристика, в которой указываются следующие параметры:

$N_{e \max}$  – максимальная мощность, кВт;

$n_N$  – число оборотов коленчатого вала при  $N_{e \max}$ , об/мин;

$M_{e \max}$  – максимальный крутящий момент, Н · м;

$n_M$  – число оборотов коленчатого вала при  $M_{e \max}$ , об/мин;

$n_{x.x \max}$  – максимальное число оборотов коленчатого вала (при наличии регулятора или ограничителя), об/мин;

$g_{eN}$  – удельный расход топлива при  $N_{e \max}$ , г/(кВт · ч).

При отсутствии требуемого двигателя на основе расчетных данных формируется техническое задание на его проектирование.

Для оценки мощностных и экономических показателей двигателя при его работе в различных условиях эксплуатации используют характеристики ДВС. Характеристикой ДВС называют зависимость его основных показателей (мощности, крутящего момента, удельного, часового расхода топлива и др.) от параметров режима его работы (частоты вращения, загрузки, скорости движения и др.). Для автотракторных ДВС основными характеристиками являются: скоростные, нагрузочные и регулировочные.

Скоростной характеристикой называется зависимость эффективной мощности, крутящего момента двигателя, часового и удельного

эффективного расхода топлива от угловой скорости коленчатого вала. У двигателей различают два типа скоростных характеристик: внешнюю (предельную) и частичные. Внешнюю скоростную характеристику получают при полной нагрузке двигателя, т. е. при полной подаче топлива; частичные – при неполных нагрузках двигателя или при неполной подаче топлива.

Скоростные характеристики двигателей получают экспериментальным путем при испытании двигателей на специальных стендах.

При отсутствии экспериментальных данных внешнюю скоростную характеристику можно получить расчетным путем с использованием эмпирической зависимости, предложенной профессором Р.С. Лейдерманом, позволяющей по координатам одной точки найти остальные текущие значения. В качестве координат известной точки используют значения максимальной мощности  $N_{e\max}$  и угловую скорость коленчатого вала при этой мощности  $\omega_N$ :

$$N_e = N_{e\max} \left[ a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (23)$$

где  $N_e$  – текущее значение эффективной мощности двигателя, кВт;  $\omega_e$  – текущее значение угловой скорости коленчатого вала двигателя, рад/с;  $a$ ,  $b$  и  $c$  – постоянные коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя, их значения приведены в табл. 6.

Т а б л и ц а 6

**Значение коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$**

Тип двигателя	$a$	$b$	$c$
Карбюраторный	1	1	1
Бензиновый с распределенным впрыском	0,95	0,85	0,80
Дизельный с непосредственным впрыском	0,5	1,5	1
Дизельный с предкамерой	0,6	1,4	1
Дизельный с вихрекамерой	0,7	1,3	1
Двухтактный дизель	0,87	1,13	1
Газотурбинный	2	–1	0

Крутящий момент на коленчатом валу двигателя ( $\text{Н} \cdot \text{м}$ ) для тех же значений угловой скорости определяют по формуле

$$M_e = M_N \left[ a + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right) - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right]. \quad (24)$$

В курсовой работе для всех транспортных средств следует принять  $\omega_{e \min} = 60 \dots 100 \text{ рад/с}$ .

Максимальную угловую скорость рекомендуется выбирать следующей:

- для легковых автомобилей, оснащенных бензиновым двигателем с карбюраторной системой питания,  $\omega_{e \max} = (1,03 \dots 1,2) \omega_N$ ;
- для автомобилей средней и большой грузоподъемности или пассажировместимости  $\omega_{e \max} = (0,85 \dots 1,0) \omega_N$ ;
- для остальных автомобилей  $\omega_{e \max} = \omega_N$ .

Если двигатель имеет ограничитель максимальной угловой скорости (им иногда снабжаются карбюраторные двигатели грузовых автомобилей и автобусов и всегда дизельные двигатели), то он включается в работу при угловой скорости коленчатого вала двигателя, равной  $\omega_{e \text{огр}} = (0,8 \dots 1,0) \omega_N$ . В этом случае кривые  $N_e = f(\omega_e)$  и  $M_e = f(\omega_e)$  обрываются при  $\omega_N$  и соединяются прямыми линиями с точкой на оси абсцисс  $\omega_{e \max} = \omega_{\text{огр}}$ . Обычно  $\omega_{\text{огр}}$  выбирают равной  $1,1 \omega_{\text{ном}}$ . Дизели, оснащенные всережимным регулятором при полной нагрузке работают в диапазоне чисел оборотов от  $n_{\min}$  до  $n_{\text{ном}}$ , а на холостом ходу – от  $n_{\min}$  до  $n_{\text{рег}}$ . При этом номинальная угловая скорость коленчатого вала  $\omega_{\text{ном}}$  выбирается близкой к  $\omega_N$  (т.е.  $\omega_{\text{ном}} \approx \omega_N$ ), что обеспечивает получение мощности  $N_{\text{ном}} \approx N_{e \max}$ .

Измерителями топливной экономичности двигателя являются расход топлива в килограммах за час работы двигателя (часовой расход топлива)  $G_T$ , кг/ч, и удельный эффективный расход топлива в граммах на киловатт в час  $g_e$ , г/(кВт · ч).

Часовой расход топлива

$$G_T = \frac{Q \rho_T}{T}, \quad (25)$$

где  $Q$  – общий расход топлива, л;  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/л;  $T$  – время работы двигателя, ч.

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = 1000 \frac{G_T}{N_e} = 1000 \frac{Q \rho_T}{N_e T}. \quad (26)$$

Текущее значение удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  определяют по формуле

$$g_e = g_{eN} \left[ \beta_0 - \beta_1 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right) + \beta_2 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (27)$$

где  $g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности  $g_{eN} = (1,05 \dots 1,10) g_{e \min}$ ;  $g_{e \min}$  – минимальный удельный эффективный расход топлива.

Минимальный удельный эффективный расход топлива  $g_{e \min}$  [г/(кВт · ч)] зависит от типа, конструктивных особенностей и совершенства рабочего процесса двигателей. Для карбюраторных двигателей он находится в пределах 260...310; для бензиновых с впрыском топлива – 220...250; для дизельных – 175...220.

Коэффициенты уравнения (27) для бензиновых двигателей равны  $\beta_0 = \beta_1 = 1,2$ ;  $\beta_2 = 1,0$ ; для дизельных двигателей –  $\beta_0 = \beta_1 = 1,55$ ;  $\beta_2 = 1,0$ .

Используя текущие значения удельного расхода топлива и эффективной мощности, определяют соответствующие им значения часового расхода топлива  $G_T$  из соотношения

$$G_T = g_e N_e. \quad (28)$$

Мощность, крутящий момент, часовой и удельный эффективный расход двигателя определяют для 6...7 значений угловой скорости в диапазоне от минимально устойчивой  $\omega_{e \min}$  до максимальной  $\omega_{e \max}$ .



Данные для построения графиков внешней скоростной характеристики (рис. 1 и 2) двигателя заносят в табл. 7.

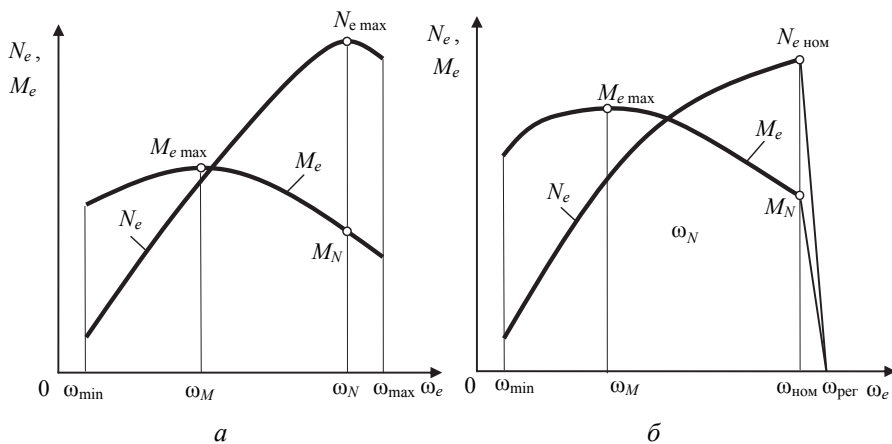


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателей:

$a$  – бензиновый;  $b$  – дизельный

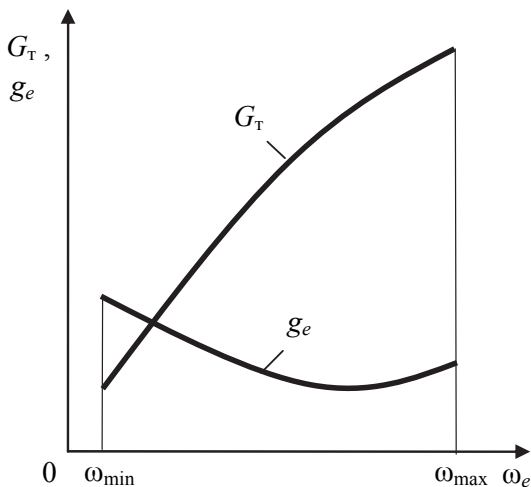


Рис. 2. Зависимость удельного эффективного и часового расхода топлива от угловой скорости коленчатого вала

Параметры внешней скоростной характеристики двигателя

Параметры	Единица измерения	Текущие значения параметров									
$\omega_e/\omega_N$	—	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$N_e$	кВт										
$M_e$	Н·м										
$G_T$	кг/ч										
$g_e$	г/(кВт · ч)										
$\omega_e$	рад/с										

## 1.6. Параметры трансмиссии

Для проектируемого автомобиля необходимо выбрать компоновочную схему трансмиссии и ее представить в пояснительной записке.

### 1.6.1. Определение передаточного числа главной передачи

Главная передача предназначена для увеличения крутящего момента двигателя и передачи его через дифференциал и полуоси на ведущие колеса автомобиля.

Передаточное число главной передачи  $u_0$  определяется из условия обеспечения максимальной кинематической скорости автомобиля  $V_{\text{к max}}$ . Эта скорость достигается при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n_{e \text{ max}}$  и высшем передаточном числе трансмиссии  $u_{\text{тр.в}}$ .

$$V_{\text{к max}} = \frac{\pi n_{e \text{ max}} r_{\text{к}}}{30 u_{\text{тр.в}}}. \quad (29)$$

Из формулы (29) видно, что максимальная кинематическая скорость автомобиля  $V_{\text{к max}}$  зависит от принятых постоянных параметров двигателя и трансмиссии и, следовательно,  $V_{\text{к max}} = \text{const}$ .

В общем случае в трансмиссию могут входить коробка передач, раздаточная коробка и главная передача. Передаточное число трансмиссии при  $i$ -й передаче в коробке передач и  $j$ -й в раздаточной коробке равно ( $i$  – номер передачи в коробке передач;  $j$  – номер передачи в раздаточной коробке):

$$u_{\text{тр}ij} = u_{\text{кп}i} u_{\text{рк}j} u_0. \quad (30)$$

Передаточное число высшей ступени трансмиссии равно

$$u_{\text{тр.в}} = u_{\text{кп.в}} u_{\text{рк.в}} u_0, \quad (31)$$

где  $u_{\text{кп.в}}$  – передаточное число высшей передачи коробки передач;  $u_{\text{рк.в}}$  – передаточное число высшей передачи раздаточной коробки.

В трансмиссиях автомобиля наиболее широко применяются раздаточные коробки с двумя передачами (реже с тремя), при этом передаточное число высшей передачи обычно принимают  $u_{\text{рк.в}} = 1$ .

Подставив выражение (31) в уравнение (29), определим передаточное число главной передачи:

$$u_0 = \frac{\pi n_{\text{max}} r_{\text{к}}}{30 u_{\text{кп.в}} u_{\text{рк.в}} V_{\text{к max}}}. \quad (32)$$

Максимальная эксплуатационная скорость автомобиля  $V_{\text{max}}$  – величина переменная, ее значение зависит от дорожных условий и нагрузки автомобиля  $m_{\text{тр}}$  и определяется по балансу мощности или силовому балансу.

При расчете передаточного числа главной передачи в формулу (32) подставляют значение максимальной скорости  $V_{\text{max}}$ , км/ч, соответствующее заданию на проектирование автомобиля. С учетом сказанного и незначительных преобразований получим

$$u_0 = 0,377 \frac{n_{e \text{ max}} r_{\text{к}}}{u_{\text{кп.в}} V_{\text{max}}}. \quad (33)$$

Высшая передача в коробке передач бывает прямой, т. е. с передаточным числом  $u_{\text{кп.в}} = 1$  или повышающей –  $u_{\text{кп.в}} = 0,56 \dots 0,98$ .

Легковые автомобили имеют передаточное число главной передачи  $u_0 = 3,5 \dots 5,5$ , грузовые автомобили и автобусы –  $u_0 = 6,5 \dots 9,0$ .

### 1.6.2. Определение передаточных чисел коробок передач

Передаточное число низшей ступени коробки переключения передач  $u_{\text{кп.н}}$  определяют исходя из обеспечения трех условий:

1) преодоление максимального дорожного сопротивления, определяемого коэффициентом суммарного дорожного сопротивления  $\psi_{\text{max}}$ ;

2) предотвращение буксования ведущих колес при заданном значении коэффициента сцепления  $\phi_x$ ;

3) возможность движения с заданной минимальной устойчивой скоростью  $V_{\text{min}}$  (для маневрирования в стесненных условиях).

Современные легковые автомобили обладают большой удельной мощностью и их ведущие колеса на низшей передаче при полной подаче топлива буксуют практически в любых дорожных условиях. Минимальная устойчивая скорость движения у этих автомобилей достигается при минимальной подаче топлива. Поэтому при расчете передаточного числа низшей передачи КПП легковых автомобилей учитывается только первое условие.

При расчете передаточного числа низшей ступени КПП грузовых автомобилей и автобусов во внимание принимаются все три условия.

Если коробка переключения передач автомобиля имеет сложную структуру (кроме базовой коробки передач содержит делитель или множитель) или на автомобиле используется раздаточная коробка, то вначале определяется передаточное число низшей ступени трансмиссии  $u_{\text{тр.н}}$ , а затем вычисляется передаточное число низшей ступени коробки передач  $u_{\text{кп.н}}$  с учетом параметров множителя или раздаточной коробки.

Преодоление автомобилем максимального дорожного сопротивления (первое условие) достигается при выполнении соотношения

$$D_{\text{max н}} \geq \psi_{\text{max}}, \quad (34)$$

где  $D_{\text{max н}}$  – максимальный динамический фактор на низшей передаче.

Исходя из уравнения (33) определяется передаточное число низшей ступени трансмиссии  $u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр}} \psi$ .

Значение  $D_{\text{max н}}$  достигается при максимальном моменте двигателя  $M_{e\text{max}}$ . Скорость автомобиля при движении на низшей передаче

небольшая, поэтому при определении  $D_{\max \text{ н}}$  силой сопротивления воздуха пренебрегают:

$$D_{\max \text{ н}} = \frac{M_{e \max} u_{\text{тр} \Psi} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}} m_a g}, \quad (35)$$

где  $M_{e \max}$  – максимальных момент двигателя на внешней скоростной характеристике, Н · м;  $u_{\text{тр} \Psi}$  – передаточное число низшей ступени трансмиссии при суммарном дорожном сопротивлении  $\Psi_{\max}$ ;  $\eta_{\text{тр}}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии;  $r_{\text{к}}$  – радиус колеса, м;  $m_a$  – полная масса автомобиля, кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Подставляя уравнение (34) в (33), имеем

$$\frac{M_{e \max} u_{\text{тр} \Psi} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}} m_a g} \geq \Psi_{\max}. \quad (36)$$

Из выражения (36) следует, что значение передаточного числа низшей ступени трансмиссии ( $u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр} \Psi}$ ), при котором автомобиль преодолевает максимальное дорожное сопротивление  $\Psi_{\max}$ , должно удовлетворять уравнению

$$u_{\text{тр} \Psi} \geq \frac{m_a g \Psi_{\max} r_{\text{к}}}{M_{e \max} \eta_{\text{тр}}}. \quad (37)$$

Движение без скольжения ведущих колес на низшей ступени трансмиссии (второе условие) обеспечивается при соблюдении следующего соотношения:

$$D_{\max \text{ н}} \leq D_{\varphi}, \quad (38)$$

где  $D_{\varphi}$  – динамический фактор по сцеплению.

Динамический фактор по сцеплению равен

$$D_{\varphi} = \frac{\varphi_x R_{z \text{ в}}}{m_a g}, \quad (39)$$

где  $R_{z_B}$  – суммарная нормальная реакция опорной поверхности на ведущие колеса.

Подставляя в уравнение (38) выражения для  $D_{\max n}$  при передаточном числе низшей ступени трансмиссии  $u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр} j}$  и для  $D_\varphi$ , получим

$$\frac{M_{e\max} u_{\text{тр}\varphi} \eta_{\text{тр}}}{r_k m_a g} \leq \frac{\varphi_x R_{z_B}}{m_a g}. \quad (40)$$

Из выражения (40) следует, что передаточное число низшей ступени трансмиссии  $u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр}\varphi}$ , при котором отсутствует буксование колес при коэффициенте сцепления  $\varphi$ , должно удовлетворять неравенству

$$u_{\text{тр}\varphi} \leq \frac{\varphi_x R_{z_B} r_k}{M_{e\max} \eta_{\text{тр}}}. \quad (41)$$

Значение  $R_{z_B}$  зависит от колесной формулы автомобиля. Для полноприводных автомобилей  $R_{z_B} = m_a g$ ; для неполноприводных  $R_{z_B} = m_\varphi g$ ; (где  $m_\varphi$  – сцепная масса автомобиля, см. табл. 2).

Если полученные значения  $u_{\text{тр}\psi}$  и  $u_{\text{тр}\varphi}$  удовлетворяют условию

$$u_{\text{тр}\psi} \leq u_{\text{тр}\varphi}, \quad (42)$$

то принимают  $u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр}\psi}$ .

В случае невыполнения условия (42) для неполноприводных автомобилей необходимо увеличить нагрузку на ведущие колеса (с учетом допустимых нагрузок на ось) за счет уменьшения ее на ведомые.

Коэффициент максимального дорожного сопротивления для одиночных легковых и грузовых автомобилей принимают  $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,4$  (для переднеприводных автомобилей не более 0,35); для автопоездов  $\psi_{\max} = 0,20 \dots 0,24$ ; для городских и междугородных автобусов  $\psi_{\max} = 0,22 \dots 0,25$ ; для автобусов общего назначения  $\psi_{\max} = 0,28 \dots 0,32$ ; для автомобилей повышенной проходимости  $\psi_{\max} = 0,60 \dots 0,70$ .

Коэффициент продольного сцепления ведущих колес с дорогой для неполноприводных автомобилей принимают в пределах  $\varphi_x = 0,5 \dots 0,7$ ; для полноприводных автомобилей в пределах  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$ .

В трансмиссиях, которые включают только коробку передач и главную передачу, передаточное число низшей ступени коробки передач  $u_{кп.н}$  определяется по формуле

$$u_{кп.н} = \frac{u_{тр.н}}{u_o}. \quad (43)$$

Для трансмиссий полноприводных автомобилей

$$u_{кп.н} = \frac{u_{тр.н}}{u_{рк.н} u_o}, \quad (44)$$

где  $u_{рк.н}$  – передаточное число низшей ступени раздаточной коробки (обычно выбирают  $u_{рк.н} = 1,5 \dots 2,5$ ).

Минимальная устойчивая скорость на низшей передаче  $V_{\min}$  соответствует минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n_{e\min}$ . Современные бензиновые и дизельные двигатели могут устойчиво работать и обеспечивать преодоление сопротивления качению на горизонтальной поверхности при  $n_{e\min} \geq 800$  об/мин (третье условие). Для грузовых автомобилей принимают  $V_{\min} = 4 \dots 5$  км/ч (1,1...1,4 м/с), для полноприводных автомобилей и автомобилей-фургонов  $V_{\min} = 2 \dots 3$  км/ч (0,55...0,83 м/с).

Передаточные числа промежуточных передач  $u_{кпi}$  выбирают из условий обеспечения оптимальных как тягово-скоростных, так и топливно-экономических свойств. Существуют различные методики выбора  $u_{кпi}$ . Одни предусматривают получение наилучших разгонных свойств, когда при разгоне автомобиля на различных передачах сохраняется постоянство интервала частоты вращения коленчатого вала двигателя; другие – постоянство оптимальной топливной экономичности; третьи – наибольшей средней скорости в некоторых заданных условиях движения.

При расчетах коробок передач широко используется первый способ, когда разгон на каждой промежуточной передаче начинается с одной и той же частоты вращения коленчатого вала, что обеспечивает наилучшее использование мощности двигателя, а получаемый ряд промежуточных чисел подчиняется закону геометрической прогрессии

$$u_{кп1} / u_{кп2} = u_{кп2} / u_{кп3} = \dots u_{кп(n-1)} / u_{кпn} = q, \quad (45)$$

где  $q$  – знаменатель геометрической прогрессии.

Определив передаточное число коробки на первой передаче, передаточные числа промежуточных передач рассчитывают по формуле

$$u_{кпi} = \sqrt[n-1]{u_{кп1}^{n-i}}, \quad (46)$$

где  $i$  – порядковый номер передачи;  $n$  – число ступеней в коробке передач без ускоряющей передачи и заднего хода.

У большинства выпускаемых в настоящее время автомобилей передаточные числа высших передач (между четвертой и пятой) сближены, а для низших (между первой и второй и между второй и третьей) раздвинуты на 5...15 % по сравнению с расчетными данными.

Окончательно передаточные числа коробки передач корректируют при выборе параметров зубчатого зацепления при проектировании этого узла. В курсовой работе коррекция расчетных передаточных чисел коробки передач не производится.

## 2. РАСЧЕТ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

Тягово-скоростными называют свойства, определяющие возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона автомобиля при его работе на тяговом режиме в различных дорожных условиях.

Оценку тягово-скоростных свойств автомобиля производят путем решения уравнения его движения, устанавливающего связь между движущими силами и силами сопротивления движению:

$$P_T - P_{\psi} - P_B - P_{и} = 0, \quad (47)$$



где  $P_T$  – сила тяги на ведущих колесах автомобиля, Н;  $P_\psi$  – сила сопротивления дороги, Н;  $P_B$  – сила сопротивления воздуха, Н;  $P_{и}$  – сила сопротивления инерции, Н.

Тягово-скоростные свойства автомобиля оцениваются системой показателей (ГОСТ 22576–90, ГОСТ Р 52280–2004):

- 1) максимальная скорость автомобиля  $V_{\max}$ ;
- 2) время разгона до заданной скорости  $t_V$ ;
- 3) максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{в\max}$  и соответствующая ему критическая скорость  $V_{кр.в}$ ;
- 4) максимальный динамический фактор на низшей передаче  $D_{н\max}$  и соответствующая ему критическая скорость  $V_{кр.н}$ ;
- 5) динамический фактор при максимальной скорости  $D_V$ ;
- 6) максимально преодолеваемый уклон  $h_{\max}$  и др.

Решение уравнения (47) аналитическими методами практически невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие силы, действующие на автомобиль, с его скоростью. Поэтому его решают с использованием графоаналитических методов: силового баланса; мощностного баланса; динамической характеристики.

## 2.1. Силовой баланса автомобиля

Представим уравнение движения подвижного состава в следующем виде:

$$P_T = P_\psi + P_B + P_{и}, \quad (48)$$

где  $P_T$  – сила тяги на ведущих колесах автомобиля, Н;  $P_\psi$  – сила сопротивления дороги, Н;  $P_B$  – сила сопротивления воздуха, Н;  $P_{и}$  – сила сопротивления инерции, Н.

Уравнение движения в такой форме называется уравнением силового баланса подвижного состава.

Сила тяги на ведущих колесах автомобиля определяется по формуле

$$P_T = \frac{M_{eу_{кпi}} u_o \eta_{тр}}{r_K}, \quad (49)$$

где  $M_e$  – текущее значение крутящего момента двигателя, Н · м (см. табл. 7);  $\eta_{\text{тр}}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Коэффициент полезного действия трансмиссии характеризует потерю мощности при передаче ее от двигателя к ведущим колесам автомобиля. Величина КПД зависит от типа главной передачи (одинарная, двойная), от колесной формулы автомобиля, и согласно экспериментальным данным может быть принята: для легковых автомобилей – 0,92; для грузовых двухосных автомобилей и автобусов с одинарной главной передачей (4х2) – 0,90; для грузовых двухосных автомобилей и автобусов с двойной главной передачей (4х2) – 0,84; для двухосных грузовых автомобилей повышенной проходимости (4х4) – 0,85; для трехосных грузовых автомобилей и автобусов с приводом на среднюю и заднюю оси (6х4) и для полноприводных автомобилей (6х6) – 0,80; для гоночных и спортивных автомобилей – 0,90...0,95.

Сила сопротивления дороги равна

$$P_{\psi} = G\psi, \quad (50)$$

где  $G$  – сила тяжести автомобиля, Н;  $\psi$  – коэффициент суммарного дорожного сопротивления (для рассматриваемых условий  $\psi = f$ ).

Сила сопротивления воздуха  $P_{\text{в}}$  рассчитывается по уравнению (10).

Скорость автомобиля на различных передачах

$$V = 3,6 \frac{\omega_e r_k}{u_{\text{кп}i} u_0}, \text{ км/ч}, \quad (51)$$

где  $\omega_e$  – текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с (см. табл. 7);  $u_{\text{кп}i}$  – передаточное число коробки передач на  $i$ -й передаче.

Полученные при расчете данные сводятся в табл. 8 и по этим данным строят графики силового баланса.

При построении графиков силового баланса сначала строят тяговые характеристики автомобиля на различных передачах. Затем наносят зависимость силы сопротивления дороги от скорости. После этого строят суммарную кривую  $(P_{\psi} + P_{\text{в}}) = f(V)$ .

Данные для построения графиков силового баланса

Параметры	Текущее значение параметров				
$\omega_e$ , рад/с	$\omega_{e \min}$	$\omega_{e2}$	$\omega_{e3}$	...	$\omega_{e \max}$
$u_{\text{кп1}} u_0$					
$V$ , км/ч					
$P_{T_1}$ , Н					
$P_{B_1}$ , Н					
$u_{\text{кп2}} u_0$					
$V$ , км/ч					
$P_{T_2}$ , Н					
$P_{B_2}$ , Н					
$u_{\text{кп3}} u_0$					
...					
$u_{\text{кп.В}} u_0$					
$V$ , км/ч					
$P_{T_3}$ , Н					
$P_{B_3}$ , Н					
$P_{\psi}$ , Н					
$P_B + P_{\psi}$ , Н					

Примерный вид графика силового баланса автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач показан на рис. 3.

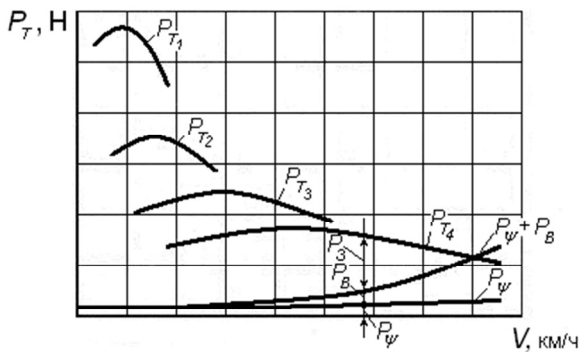


Рис. 3. График силового баланса подвижного состава

С помощью графика тяговой характеристики определяются основные показатели динамичности автомобиля при его движении.

1. Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{\max}$ .

2. Сила тяги на ведущих колесах  $P_T$  при максимальной скорости автомобиля  $V_{\max}$ .

3. Максимальная сила тяги  $P_{T\max}$ , развиваемая на ведущих колесах автомобиля.

4. Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля  $V_{\min}$ .

5. Предельная величина силы тяги, исключающая буксование колес ( $P_T \leq P_{\text{сц}}$ ).

Значения этих показателей следует привести в разделе «Заключение».

Максимальную скорость автомобиля  $V_{\max}$  определяют по абсциссе точки пересечения кривых  $(P_{\psi} + P_{\text{в}})$  и силы тяги на высшей передаче  $P_T$ . Если указанные кривые не пересекаются, то максимальная скорость движения автомобиля  $V_{\max}$  ограничивается максимальной угловой скоростью коленчатого вала двигателя  $\omega_{e\max}$ .

## 2.2. Мощностный баланс автомобиля

Мощностный баланс показывает распределение мощности двигателя на всех передачах по отдельным видам сопротивлений.

По аналогии с уравнением силового баланса можно записать уравнение мощностного баланса подвижного состава:

$$N_T = N_{\psi} + N_{\text{в}} + N_{\text{и}}, \quad (52)$$

где  $N_T$  – тяговая мощность (мощность, подводимая к колесам), кВт;  $N_{\psi}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт;  $N_{\text{в}}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;  $N_{\text{и}}$  – мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, кВт.

Тяговую мощность определяют для каждой передачи по формуле

$$N_T = P_T V. \quad (53)$$

Мощности  $N_{\psi}$  и  $N_B$  вычисляют по формулам

$$N_{\psi} = \psi G V, \quad (54)$$

$$N_B = P_B \psi V. \quad (55)$$

Мощности  $N_{\psi}$  и  $N_B$  зависят от скорости движения транспортного средства, а не от включенной передачи и определяются в диапазоне от  $V_{\min}$  до  $V_{\max}$  (от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ ).

На основании уравнения (52) строится график мощностного баланса автомобиля, представляющий собой зависимость от скорости движения тяговой мощности, а также мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления движению.

Расчетные данные для построения графика мощностного баланса удобно представить в табличной форме (табл. 9).

Т а б л и ц а 9

Данные для построения графиков мощностного баланса

Номер передачи	Параметры	Текущее значение параметров				
	$\omega_e$ , рад/с	$\omega_{e \min}$	$\omega_{e2}$	$\omega_{e3}$	...	$\omega_{e \max}$
Первая	$V$ , км/ч					
	$N_T$ , кВт					
Вторая	$V$ , км/ч					
	$N_B$ , кВт					
...	$V$ , км/ч					
	$N_T$ , кВт					
Общие для всех передач	$V$ , км/ч					
	$N_{\psi}$ , кВт					
	$N_B$ , кВт					
	$N_{\psi} + N_B$ , кВт					

При построении графика мощностного баланса (рис. 4) вначале строят кривые тяговой мощности  $N_T$  в зависимости от скорости движения на различных передачах. Далее строят кривую мощности, затрачиваемую на преодоление сопротивления дороги  $N_{\psi}$ . Потом строят кривую  $(N_{\psi} + N_B)$ .

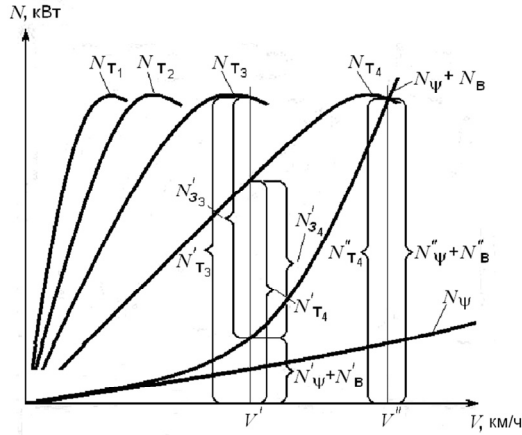


Рис. 4. График мощностного баланса

Мощностный баланс автомобиля дает возможность анализировать затраты мощности на преодоление сопротивлений движению, обусловленных воздействиями внешней среды и внутренним трением в механизмах автомобиля. Это позволяет оценить эффективность использования мощности двигателя и анализировать топливную экономичность автомобиля.

Для любой скорости ордината  $N_3$ , заключенная между кривыми  $N_T$  и  $(N_\psi + N_B)$  характеризует запас мощности, который может быть израсходован на разгон автомобиля, на преодоление дополнительного дорожного сопротивления или на буксировку прицепа.

Максимальную скорость автомобиль развивает на высшей передаче, когда мощность  $N_T = N_\psi + N_B$  (см. рис. 4). Если данные кривые не пересекаются, то значение максимальной скорости движения автомобиля ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала двигателя  $n_{e\max}$  ( $\omega_{e\max}$ ).

### 2.3. Динамическая характеристика автомобиля

Применение методов силового и мощностного баланса при сравнении тягово-динамических свойств автомобилей, имеющих различные снаряженные массы и грузоподъемность, не позволяет получить кор-

ректных результатов, так как при движении их в одинаковых условиях величина тяговой силы может существенно различаться. От этого недостатка свободен метод решения уравнения движения автомобиля с помощью динамической характеристики.

Динамическая характеристика представляет собой зависимость динамического фактора автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на всех передачах.

У подвижного состава различают следующие динамические факторы: динамический фактор по тяге и динамический фактор по сцеплению.

Динамическим фактором по тяге называется отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к полному весу подвижного состава  $G_a$ , Н:

$$D_a = \frac{P_T - P_B}{G_a}. \quad (56)$$

Динамическим фактором по сцеплению называется отношение разности силы сцепления  $P_{сц}$  и силы сопротивления воздуха к полному весу подвижного состава:

$$D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_B}{G_a}, \quad (57)$$

где  $P_{сц}$  – сила сцепления ведущих колес с дорогой, Н;

Величина динамического фактора по тяге ограничена сцеплением колес с дорогой. Для безостановочного движения подвижного состава без пробуксовывания ведущих колес необходимо соблюдение условия

$$D_{сц} \geq D \geq \psi. \quad (58)$$

Уравнение силового баланса автомобиля в безразмерной форме имеет вид

$$D = \psi + \frac{j}{g} \delta_{вр}, \quad (59)$$

где  $\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

При равномерном движении ускорение равно нулю, тогда

$$D = \psi. \quad (60)$$

Параметры, необходимые для расчета динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах, сводятся в табл. 10. По результатам расчетов  $D_a$  строится динамическая характеристика автомобиля (рис. 5).

Т а б л и ц а 10

**Данные для расчета динамической характеристики автомобиля**

Параметры	Текущее значение параметров				
$\omega_e$ , рад/с	$\omega_{e \min}$	$\omega_{e2}$	$\omega_{e3}$	...	$\omega_{e \max}$
Первая передача					
$V$ , км/ч					
$P_T$ , Н					
$P_B$ , Н					
$D_a$					
Вторая передача					
$V$ , км/ч					
$P_T$ , Н					
$P_B$ , Н					
$D_a$					
Другие передачи					
...	...	...	...	...	...
Высшая передача					
$V$ , км/ч					
$P_T$ , Н					
$P_B$ , Н					
$D_a$					

При составлении табл. 10 значения параметров  $\omega_e$ ,  $V$ ,  $P_T$ ,  $P_B$  берутся из табл. 8.



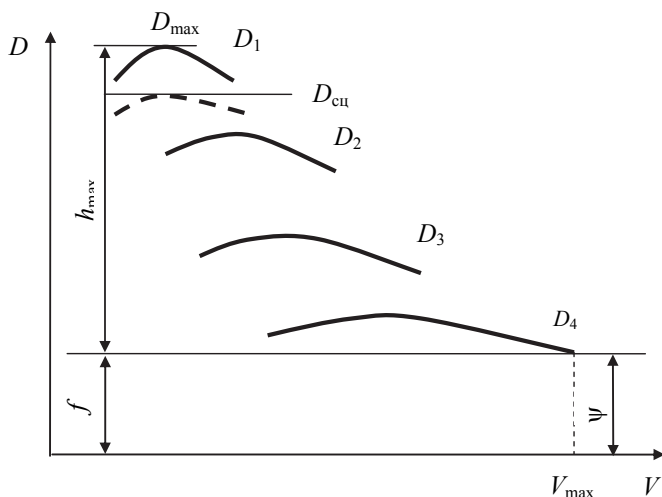


Рис. 5. Динамическая характеристика автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля позволяет определить:

- максимальную скорость движения при выбранных дорожных условиях. Для этого на оси ординат откладывают значение коэффициента суммарного дорожного сопротивления и проводят линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой динамического фактора. Точка пересечения и будет соответствовать  $V_{\max}$  (см. рис. 5);

- максимальный уклон, преодолеваемый на дороге с выбранным коэффициентом сопротивления качению при равномерном движении. Для этого нужно провести прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с точкой  $D_{\max}$  кривой динамического фактора. Разность между максимальным значением динамического фактора и значением коэффициента  $f$  и будет представлять значение величины уклона, который может преодолеть автомобиль на выбранной передаче;

- возможность буксования ведущих колес. Для этого необходимо сопоставить динамические факторы по тяге и сцеплению. В зоне выше  $D_{\text{сц}}$  будет иметь место пробуксовка колес и остановка автомобиля.

Данные анализа динамического фактора представляются в разделе «Заключение».

## 2.4. Приемистость автомобиля

Под приемистостью автомобиля понимают его способность быстро увеличивать скорость движения. Оценочными показателями являются: максимально возможное ускорение, время разгона, путь разгона. Обычно эти показатели определяются экспериментально, но могут быть определены и расчетным путем.

### 2.4.1. Ускорение при разгоне

Величину ускорений автотранспортных средств на каждой передаче рассчитывают из условия разгона их с полной нагрузкой на горизонтальном участке в заданных дорожных условиях по формуле

$$j = (D_a - \psi) \frac{g}{\delta_{вр}}, \quad (61)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс автомобиля с полной нагрузкой можно приближенно рассчитать по формуле

$$\delta_{вр} = 1 + 0,05(1 + u_{кп}^2 u_{д}^2), \quad (62)$$

где  $u_{кп}$ ,  $u_{д}$  – передаточные числа основной и дополнительной коробок передач.

Для определения ускорений при разгоне на динамической характеристике выбирают несколько значений скорости  $V$  на каждой передаче и соответствующие этим скоростям значения динамического фактора  $D$  (см. табл. 10). Данные для построения графиков  $j = f(V)$  (рис. 6) сводятся в табл. 11.

Характерной особенностью ускорений грузовых автомобилей и городских автобусов является то, что при больших значениях передаточного числа первой передачи ускорение на ней может быть меньше, чем на второй передаче, а при максимальной скорости движения расчетное значение ускорения не равно нулю.

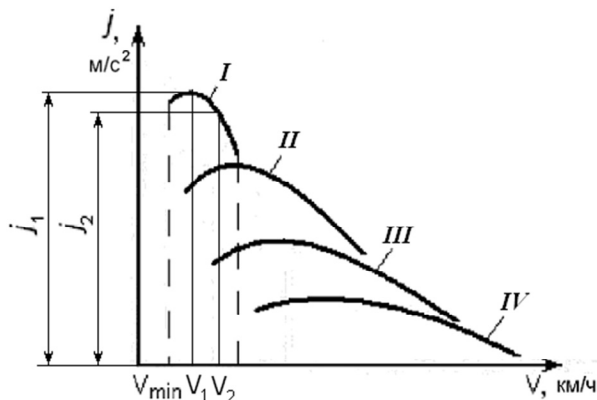


Рис. 6. График ускорений автомобиля

Таблица 11

Данные для построения графиков ускорений

Параметры	Текущее значение параметров				
$\omega_e$ , рад/с	$\omega_{e \min}$	$\omega_{e2}$	$\omega_{e3}$	...	$\omega_{e \max}$
1-я передача	$\delta_{вр} =$				
$V$ , км/ч					
$D_a$					
$j$ , м/с <sup>2</sup>					
2-я передача					
$V$ , км/ч					
$D_a$					
$j$ , м/с <sup>2</sup>					
...	...	...	...	...	...
Высшая передача					
$V$ , км/ч					
$D_a$					
$j$ , м/с <sup>2</sup>					

Анализируя графики ускорений, необходимо определить:

1) максимальное ускорение автомобиля  $j_{\max}$  в выбранных дорожных условиях;

2) скорость автомобиля при максимальном ускорении  $V_{j_{\max}}$ .

3) максимальное ускорение на высшей передаче  $j_{\max \text{ кп.в.}}$ ;

4) скорость автомобиля на высшей передаче при максимальном ускорении  $V_{j_{\max \text{ кп.в.}}}$ ;

5) максимальную скорость движения автомобиля  $V_{\max}$ .

Полученные значения приводятся в разделе «Заключение».

### 2.4.2. Время и путь разгона

Очень удобными оценочными показателями приемистости автомобиля являются время и путь разгона до заданной скорости. Для достижения максимальной интенсивности разгона используют ускорения, максимально возможные при данной скорости. Разгон начинают на передаче, предназначенной для трогания с места, при минимальной устойчивой скорости движения  $V_{\min}$ .

При расчетном определении времени и пути разгона кривые графика ускорений (см. рис. 6) разбивают на интервалы. Для точности расчета интервалы скоростей принимают следующие: на низшей передаче – 2...3 км/ч, на промежуточных передачах – 5...10 км/ч и на высшей передаче – 10...15 км/ч.

Принимается, что в каждом интервале скоростей разгон происходит с постоянным ускорением  $j_{\text{ср}i}$ ;

$j_{\text{ср}i} = \frac{j_i + j_{i+1}}{2}$  – среднее ускорение в интервале изменения скоростей  $V_i \leq V \leq V_{i+1}$ , где  $j_i$  и  $j_{i+1}$  – ускорения в начале и конце рассматриваемого участка (см. рис. 6).

Тогда время разгона в интервале  $(V_{i+1} - V_i)$  равно

$$\Delta t_i = \frac{V_{i+1} - V_i}{3,6} \cdot \frac{1}{j_{\text{ср}i}}. \quad (63)$$

Расчет времени разгона на следующей передаче производится с учетом уменьшения скорости за время переключения передач.

Уменьшение скорости за время переключения передач  $\Delta V_{\Pi}$  определяется по формуле

$$\Delta V_{\Pi} = 3,6 \frac{t_{\Pi} \Psi g}{\delta'_{\text{вр}}}, \text{ км/ч,} \quad (64)$$

где  $t_{\Pi}$  – время переключения передач, с;  $\delta'_{\text{вр}}$  – коэффициент учета вращающихся масс, когда двигатель отсоединен от ведущих колес автомобиля,  $\delta'_{\text{вр}} = 1,04$ .

Общее время разгона  $t_p$  от скорости  $V_{\min}$  до  $V_{\max}$  (заданной скорости) равно сумме составляющих времени разгона  $\Delta t_i$  и суммарному времени, затраченному на переключение передач:

$$t_p = \sum_{i=1}^n \Delta t_i + t_{\Pi} (n_{\text{кп}} - 1), \quad (65)$$

где  $t_{\Pi}$  – время переключения передачи;  $n_{\text{кп}}$  – количество ступеней в коробке передач, используемых при разгоне автомобиля.

Время переключения передач зависит от типа двигателя, коробки передач и квалификации водителя. Так, для водителя высокой квалификации время переключения передач составляет 0,5...1,0 с для автомобилей с бензиновым двигателем и 1,0...4,0 с – для автомобилей с дизельным двигателем.

При расчете условно считается, что разгон на каждой передаче осуществляется до максимальной угловой скорости коленчатого вала двигателя.

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

$$V_{\text{ср}i} = \frac{V_i + V_{i+1}}{2}. \quad (66)$$

Путь (в метрах), пройденный автомобилем в этом интервале

$$\Delta S_i = \frac{1}{3,6} V_{\text{ср}i} \Delta t_i, \quad (67)$$

или

$$\Delta S_i = \frac{1}{3,6^2} \frac{V_{\text{ср}i} \Delta V_i}{j_{\text{ср}i}} \cong \frac{1}{13} \frac{V_{\text{ср}i} \Delta V_i}{j_{\text{ср}i}}. \quad (68)$$

Полный путь разгона автомобиля от минимальной  $V_{\min}$ , до максимальной  $V_{\max}$  скорости определяется по формуле

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n. \quad (69)$$

За время переключения передач автомобиль проходит некоторый путь, величина которого

$$S_{\text{п}} = \left( \frac{V_{\text{н}}}{3,6} - 4,7 \psi t_{\text{п}} \right) t_{\text{п}}, \quad (70)$$

где  $V_{\text{н}}$  – скорость автомобиля в момент начала переключения передач.

Данные для построения графиков времени и пути разгона сводятся в табл. 12.

Т а б л и ц а 12

**Параметры для построения графиков времени  
и пути разгона автомобиля**

Параметры	Интервалы скоростей разгона, км/ч				
	$V_1 - V_2$	$V_2 - V_3$	$V_3 - V_4$		$V_{n-1} - V_n$
Приращение скорости, $\Delta V$ , км/ч					
Ускорение $j_{\text{ср}}$ интервала разгона, $\text{с}^2/\text{м}$					
$\Delta t$ – время разгона, с					
Средняя скорость движения автомобиля в интервале разгона $V_{\text{ср}}$ , км/ч					
$\Delta S$ – путь, проходимый автомобилем за интервал разгона, м					

**Примечание.**  $V_1 = V_{\min}$ ,  $V_n = V_{\max}$ .

При построении графиков (рис. 7) время и путь разгона откладываются нарастающим итогом. Изломы кривых обусловлены переключением передач.

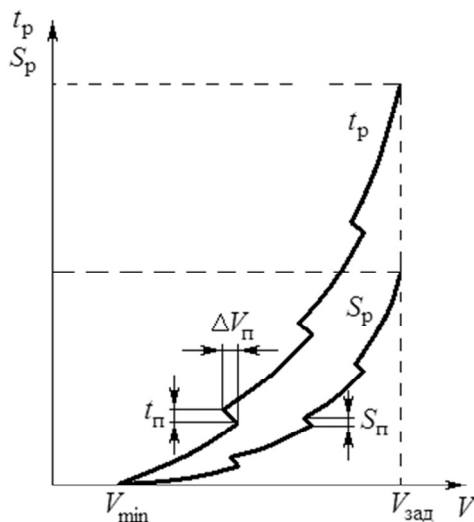


Рис. 7. Графики времени и пути разгона

По графикам разгона определяют время разгона до заданной скорости и путь, который прошел автомобиль за время разгона. Заданная скорость разгона зависит от типа автомобиля: для автомобилей всех типов полной массы до 3,5 т  $V_{\text{зад}} = 100$  км/ч; для грузовых автомобилей, автобусов (кроме городских) полной массы свыше 3,5 т и автопоездов  $V_{\text{зад}} = 80$  км/ч; для городских автобусов  $V_{\text{зад}} = 80$  км/ч.

Полученные значения приводятся в разделе «Заключение».

### 3. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

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

Топливная экономичность автомобиля оценивается двумя группами измерителей. К первой группе относятся измерители топливной экономичности подвижного состава. Ко второй группе – измерители топливной экономичности двигателя автомобиля.

Измерителями первой группы являются: расход топлива в литрах на единицу пробега подвижного состава (путевой расход топлива)  $Q_{\pi}$ , л/100 км и расход топлива в граммах на единицу транспортной работы  $Q_p$ , г/т·км (пасс.-км).

Измерителями второй группы являются расход топлива в килограммах за час работы двигателя (часовой расход топлива)  $G_T$ , кг/ч и удельный эффективный расход топлива в граммах на киловатт в час  $g_e$ , г/(кВт · ч).

Путевой расход топлива равен

$$Q_{\pi} = 100 \frac{Q}{S}, \quad (71)$$

где  $Q$  – общий расход топлива, л;  $S$  – пробег автомобиля, км.

Расход топлива на единицу транспортной работы

$$Q_p = 1000 \frac{Q \rho_T}{G_{\text{гр}} S_{\text{гр}}}, \quad (72)$$

где  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup> (плотность бензина  $\rho_T = 730$  кг/м<sup>3</sup>, дизельного топлива  $\rho_T = 860$  кг/м<sup>3</sup>);  $G_{\text{гр}}$  – количество перевезенного груза (пассажиров), кг (чел.);  $S_{\text{гр}}$  – пробег автомобиля с грузом, км.

## **Построение топливно-экономической характеристики**

Топливо-экономической характеристикой автомобиля называется зависимость путевого расхода топлива от скорости при установившемся движении по дорогам с различным сопротивлением.

Топливо-экономическая характеристика позволяет определять расход топлива по известным значениям скорости движения и коэффициента сопротивления дороги. Она может быть построена для любой передачи. Однако ее обычно строят для высшей передачи.



Топливная характеристика может быть построена на основании экспериментальных данных или расчетно-теоретическим способом.

Используя уравнение (26) и выражая эффективную мощность через мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений движению, получим уравнение путевого расход топлива при пробеге 100 км:

$$Q_{\Pi} = \frac{g_e}{10V\rho_T\eta_{Tp}}(N_{\Psi} + N_B + N_I), \quad (73)$$

где  $V$  – скорость автомобиля, км/ч.

При определении  $Q_{\Pi}$  расчетном способом удельный эффективный расход вычисляется по уравнению

$$g_e = g_N k_E k_I, \quad (74)$$

где  $g_N$  – удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя, г/(кВт · ч),  $g_N = (1,05 \dots 1,15) g_{e\min}$ ;  $k_E$  – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от угловой скорости коленчатого вала;  $k_I$  – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя (уровня нагрузки двигателя).

Коэффициент  $k_E$  определяется в зависимости от соотношения  $\omega_e / \omega_N$  по табл. 13

Таблица 13

**Значение коэффициент  $k_E$  в зависимости от соотношения  $\omega_e / \omega_N$**

$\omega_e / \omega_N$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$k_E$	1,15	1,09	1,04	1,02	1,01	1,00	1,01	1,02	1,04	1,06	1,09

Коэффициент  $k_I$  определяется в зависимости от степени использования мощности двигателя  $I$  по табл. 14

Величина степени использования мощности определяется по формуле

$$I = \frac{N_{\Psi} + N_B}{N_T}. \quad (75)$$

Таблица 14

**Значение коэффициента  $k_H$   
от степени использования мощности двигателя  $H$**

$H$	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
$k_H$ (бензиновый)	2,11	1,67	1,33	1,22	1,11	1,06	1,00	1,06	1,11
$k_H$ (дизельный)	1,56	1,38	1,25	1,12	1,09	1,06	1,00	1,06	1,25

Расчет и построение топливно-экономической характеристики выполняется для принятого коэффициента сопротивления дороги  $\psi$  в следующей последовательности:

- выбирается пять-шесть значений угловой скорости коленчатого вала двигателя в диапазоне от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ ;
- по отношению  $\omega_e/\omega_N$  определяются значения  $\omega_e$  (см. табл. 7) и  $k_E$  (см. табл. 13);
- для полученных значений  $\omega_e$  определяются скорость движения автомобиля на выбранной передаче и для этих скоростей по заданным коэффициентам сопротивления дороги определяются мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления дороги  $N_\psi$  и воздуха  $N_B$  и значение тяговой мощности на ведущих колесах  $N_T$  (см. табл. 9);
- по известным значениям  $(N_\psi + N_B)$  и  $N_T$  для каждого значения скорости автомобиля  $V$  (или  $\omega_e$ ) определяется степень использования мощности  $H$  и по полученным значениям находится  $k_H$  (см. табл. 15);
- по найденным значениям коэффициентов  $k_E$  и  $k_H$  определяется удельный эффективный расход топлива  $g_e$ ;
- используя уравнение (73), по полученным значениям  $g_e$ ,  $V$ ,  $N_\psi$ ,  $N_B$ ,  $N_H$  определяют путевой расход топлива.

Данные для построения топливно-экономической характеристики сводятся в табл. 15.

Примерный вид графика топливно-экономической характеристики автомобиля представлен на рис. 8.

**Исходные данные**  
**для построения топливно-экономической характеристики автомобиля**

Параметры	Единицы измерения	Текущие значения параметров				
$\omega_e/\omega_N$	—	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\omega_e$	рад/с					
$V$	км/ч					
$k_E$	—					
$N_T$	кВт					
$N_B$	кВт					
$N_\psi$	кВт					
$I$	—					
$k_I$	—					
$g_e$	г/(кВт·ч)					
$N_j$	кВт					
$Q_n$	л/100 км					

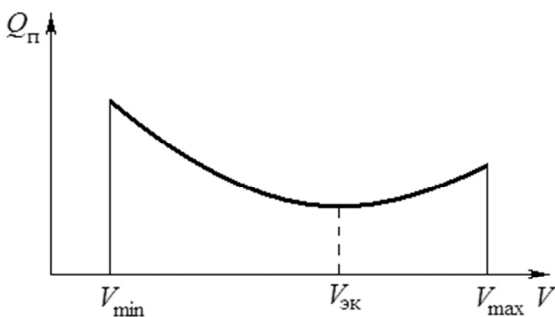


Рис. 8. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

По графику топливно-экономической характеристики определяют минимальный расход топлива и величину экономической скорости, которая обеспечивает этот расход. Полученные данные вносятся в раздел «Заключение».

## 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В этом разделе студент на основании выполненной работы заполняет табл. 16 «Технические характеристики автомобиля» и приводит другие данные, полученные при анализе тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля.

Т а б л и ц а 16

**Техническая характеристика автомобиля**

Наименование параметра	Значение параметра
Наибольшая высота автомобиля, мм	
Наибольшая ширина автомобиля, мм	
Снаряженная масса, кг	
Полная масса, кг	
Развесовка по осям	
Тип двигателя	
Максимальная мощность, кВт	
Число оборотов при максимальной мощности, об/мин	
Максимальный крутящий момент, Н · м	
Число оборотов при максимальном крутящем моменте, об/мин	
Тип коробки передач	
Передаточные числа	
I	
II	
III	
IV	
V	
Задний ход	
Главная передача	
Колесная формула	
Привод	
Шины	
Максимальная скорость, км/ч	
Время разгона 0...100 км/ч, с	
Расход топлива, л/100 км	
Городской цикл	
Топливо	

## **5. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

Оформление расчетно-пояснительной записки и графического материала должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Расчетно-пояснительная записка должна включать:

- титульный лист;
- задание на проектирование (вариант задания);
- аннотацию;
- содержание;
- введение;
- основные разделы;
- заключение (выводы);
- список литературы;
- приложения.

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4.

В тексте пояснительной записки не допускается употребление сокращений отдельных слов и терминов (за исключением общепринятых).

Содержание пояснительной записки должно исчерпывающе отражать ход работы, методику и результаты выполнения расчетов и анализа.

Иллюстрации должны быть выполнены с использованием графических или других редакторов (допускается выполнять ручным способом).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Тарасик В.П.* Теория движения автомобиля: учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. *Гилета В.П.* Конструкция и эксплуатационные свойства. Выбор параметров трансмиссии: метод. указания / В.П. Гилета. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2017. – 28 с.
3. *Вахламов В.К.* Автомобили: эксплуатационные свойства. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 240 с.
4. Постановление Правительства Российской Федерации от 9 января 2014 г. № 12 «О внесении изменений в некоторые акты Правительства Российской Федерации по вопросам перевозки тяжеловесных грузов по автомобильным дорогам Российской Федерации».

**КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА  
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ДИНАМИЧЕСКИХ  
И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

**Методические указания**

Редактор *Л.Н. Ветчакова*  
Выпускающий редактор *И.П. Брованова*  
Компьютерная верстка *Н.В. Гаврилова*

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции  
Издание соответствует коду 95 3000 ОК 005-93 (ОКП)

---

Подписано в печать 27.04.2018. Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная  
Тираж 50 экз. Уч.-изд. л. 3,25. Печ. л. 3,5. Изд. № 3. Заказ № 699  
Цена договорная

---

Отпечатано в типографии  
Новосибирского государственного технического университета  
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20