

Кафедра "Автомобили"

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ И
ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

Учебно-методическое пособие для студентов специальностей:

- 1-37 01 02 “Автомобилестроение”,
- 1-37 01 06 “Техническая эксплуатация автомобилей”,
- 1-37 01 07 “Автосервис”,
- 1-44 01 01 “Организация перевозок и управление на автомобильном
и городском транспорте”,
- 1-44 01 02 “Организация дорожного движения”.

УДК 629.33.028(075.8)
ББК 39.33-01я7
Р85

Рецензент Л.А. Молибошко

Руктешель, О.С.

Р 85 Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 “Автомобилестроение”, 1-37 01 06 “Техническая эксплуатация автомобилей”, 1-37 01 07 “Автосервис”, 1-44 01 01 “Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте”, 1-44 01 02 “Организация дорожного движения”/ О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2013. – 99 с.

ISBN 978-985-525-117-1.

Учебно-методическое пособие предназначено для приобретения студентами автотранспортных специальностей практических навыков по выбору основных параметров автомобиля и оценке его тягово-скоростных и топливно-экономических свойств, что необходимо как при проектировании нового автомобиля, так и при модернизации существующего, а также - при выполнении курсовой работы и дипломного проекта при оценке динамических и экономических свойств автомобиля.

ISBN 978-985-525-117-1

© Руктешель О.С., 2015.

© БНТУ, 2015

ВВЕДЕНИЕ

Данное учебно-методическое пособие является вспомогательным материалом для студентов автотранспортных специальностей, выполняющих контрольные или курсовые работы, а также курсовые и дипломные проекты, включающие в себя разделы по оценке тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля.

Данные свойства характеризуют эффективность использования автомобиля и позволяют оценить, в какой мере его конструктивные параметры соответствуют требованиям эксплуатации.

Под тяговой динамичностью понимается свойство автомобиля перевозить грузы и пассажиров с максимально возможной скоростью в заданных дорожных условиях. Отсюда следует, что чем лучше скоростные свойства автомобиля, тем выше его производительность.

Топливная экономичность автомобиля характеризует его свойство рационально использовать энергию сжигаемого топлива. Чем меньше расход топлива, тем дешевле эксплуатация автомобиля.

Решение задачи выбора основных параметров и оценки тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля сводится к выбору полной массы автомобиля, её распределению по мостам, подбору шин, расчёту радиуса качения ведущих колес, определению площади лобового сопротивления и коэффициента сопротивления воздуха, максимальной мощности и крутящего момента двигателя, частоты вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте, КПД трансмиссии автомобиля, передаточных чисел коробки передач и главной передачи, построению внешних скоростных характеристик двигателей внутреннего сгорания, тяговой характеристики автомобиля и ее практического использования, мощностной характеристики, динамической характеристики автомобиля и ее практического использования, определения параметров разгона автомобиля, практического использования скоростных характеристик времени и пути разгона автомобиля. Приведены оценочные показатели топливной экономичности автомобиля, уравнение расхода топлива и топливная характеристика установившегося движения.

1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа предназначена для закрепления знаний студентов по дисциплинам "Теория движения автомобиля", "Автомобили" (ч. 2) и "Технические средства и их эксплуатационные свойства".

При выполнении курсовой работы студент должен определить основные параметры и проанализировать тягово-скоростные и топливно-экономические свойства заданного автомобиля. С этой целью студент строит и анализирует следующие графики:

- 1- внешней скоростной характеристики двигателя;
- 2- тяговой характеристики автомобиля;
- 3- мощностного баланса автомобиля;
- 4- динамической характеристики автомобиля;
- 5- ускорения автомобиля;
- 6- времени и пути разгона автомобиля;
- 7- топливной характеристики установившегося движения.

Кроме размещения вышеуказанных графиков в Пояснительной записке, ряд оценочных характеристик тягово-скоростной динамики и топливной экономичности автомобиля вычерчивается на листе формата А1. Пример размещения некоторых тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик автомобиля на листе формата А1 приведен в Приложении А.

Пояснительная записка к курсовой работе выполняется на листах писчей бумаги размером 210х297 мм. Все страницы пояснительной записки должны быть пронумерованы в правом верхнем углу каждого листа.

Выполняя анализ тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля, студент должен привести расчетные формулы, сопроводить их пояснениями, произвести выбор постоянных величин (коэффициентов), подставить в формулы известные величины и провести расчет одной точки каждой кривой. Расчет остальных 5 - 6 точек в пояснительной записке не проводить, а результаты расчета этих точек внести в таблицы (формы таблиц приведены ниже в соответствующих разделах данного учебного пособия).

Округление числовых значений сил F_k , F_f и F_v следует производить с точностью до одного знака после запятой, скорости автомобиля V_a – до двух, динамического фактора D и ускорения a_x – до трёх и коэффициента сопротивления качению автомобиля f – до четырёх знаков после запятой.

2 ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

Варианты заданий для выполнения курсовой (контрольной) работы представлены в таблице 2.1. Вариант задания выбирается по двум последним цифрам шифра зачетной книжки студента. Если это число превышает цифру 65, то номер варианта определяется по разности числа 100 и двух последних цифр шифра. Например, если шифр зачетной книжки 301115/475, то номер варианта будет: $100 - 75 = 25$.

Таблица 2.1 – Исходные данные для выполнения курсовой работы

Номер варианта	Тип автомобиля	Колёсная формула	Пассажировместимость, чел. или Грузоподъёмность, кг	Тип привода	Число передач в КП	Тип двигателя	Коэф. приспособляемости по моменту, K_M	Коэф. приспособляемости по угловой скорости, K_ω	Габаритная длина автомобиля, L , м	Макс. скорость движения автомобиля, км/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Л	4x2	5	П	5	Д	1,15	1,50	4,5	210
2	Л	4x2	5	П	5	Д	1,15	1,60	4,1	200
3	Л	4x2	5	П	5	К	1,22	1,70	3,8	165
4	Л	4x2	5	3	5	БВ	1,20	1,80	3,7	200
5	Л	4x4	5	Пол	5	БВ	1,20	1,85	4,6	180
6	Гр-Б	4x2	10000	3	5	Д	1,21	1,50	-	90
7	Гр-С	4x2	9100	3	5	Д	1,15	1,55	-	90
8	Гр-Б	4x2	10100	3	5	Д	1,24	1,65	-	85
9	Гр-С	4x2	9050	3	5	Д	1,25	1,70	-	90
10	Гр-Б	4x2	4800	3	5	Д	1,25	1,75	-	100
11	А-Г	4x2	75	3	6	Д	1,10	1,50	9,0	90
12	А-Т	4x2	45	3	6	Д	1,12	1,55	12,0	130
13	А-П	4x2	40	3	6	Д	1,14	1,60	8,2	120
14	А-Г	4x2	105	3	6	Д	1,16	1,65	12,0	90
15	А-Г	6x2	170	Ср	6	Д	1,18	1,80	18,0	80
16	Л	4x2	5	П	5	Д	1,20	1,55	4,7	210
17	Л	4x2	5	П	5	Д	1,27	1,56	4,6	200
18	Л	4x2	5	П	5	К	1,26	1,58	4,5	165
19	Л	4x2	5	3	5	БВ	1,25	1,60	4,8	200
20	Л	4x4	5	Пол	5	БВ	1,23	1,70	4,9	180
21	Гр-Б	4x2	10000	3	5	Д	1,12	1,54	-	90
22	Гр-С	4x2	9100	3	5	Д	1,14	1,55	-	90
23	Гр-Б	4x2	10100	3	5	Д	1,16	1,60	-	85
24	Гр-С	4x2	9050	3	5	Д	1,18	1,65	-	90
25	Гр-Б	4x2	4800	3	5	Д	1,20	1,70	-	110
26	А-Г	4x2	90	3	6	Д	1,08	1,90	12,0	90
27	А-М	4x2	45	3	6	Д	1,09	1,85	12,0	130
28	А-П	4x2	40	3	6	Д	1,10	1,80	8,2	120
29	А-Г	6x2	170	Ср	6	Д	1,15	1,75	18,0	80
30	А-Г	6x2	150	Ср	6	Д	1,18	1,70	15,0	80
31	Л	4x2	5	П	5	Д	1,10	1,60	4,7	230
32	Л	4x2	5	П	5	Д	1,16	1,65	4,6	210
33	Л	4x2	5	П	5	К	1,27	1,70	4,5	170

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
34	Л	4x2	5	3	5	БВ	1,20	1,75	5,1	190
35	Л	4x4	5	Пол	5	БВ	1,18	1,80	4,8	180
36	Гр-Б	4x2	10000	3	5	Д	1,15	1,50	-	90
37	Гр-С	4x2	9100	3	5	Д	1,16	1,55	-	90
38	Гр-Б	4x2	10100	3	5	Д	1,18	1,60	-	85
39	Гр-С	4x2	9050	3	5	Д	1,20	1,65	-	90
40	Гр-Б	4x2	4800	3	5	Д	1,18	1,70	-	110
41	А-Г	4x2	90	3	6	Д	1,14	1,60	12,0	90
42	А-М	4x2	45	3	6	Д	1,17	1,62	12,0	130
43	А-П	4x2	40	3	6	Д	1,18	1,64	8,2	120
44	А-Г	6x2	170	Ср	6	Д	1,15	1,65	18,0	80
45	А-Г	6x2	150	Ср	6	Д	1,16	1,70	15,0	80
46	Л	4x2	5	П	5	Д	1,17	1,70	4,6	250
47	Л	4x2	5	П	5	Д	1,18	1,75	4,8	220
48	Л	4x2	5	П	5	К	1,25	1,80	4,9	170
49	Л	4x2	5	3	5	БВ	1,24	1,83	5,1	180
50	Л	4x4	5	Пол	5	БВ	1,23	1,90	5,0	150
51	Гр-Б	4x2	10000	3	5	Д	1,12	1,80	-	90
52	Гр-С	4x2	9100	3	5	Д	1,14	1,75	-	90
53	Гр-Б	4x2	10100	3	5	Д	1,16	1,70	-	85
54	Гр-С	4x2	9050	3	5	Д	1,18	1,64	-	90
55	Гр-Б	4x2	4800	3	5	Д	1,18	1,60	-	110
56	А-Г	4x2	90	3	6	Д	1,20	1,70	12,0	90
57	А-П	4x2	40	3	6	Д	1,15	1,50	8,2	120
58	А-М	4x2	45	3	6	Д	1,18	1,60	12,0	120
59	А-Г	6x2	170	Ср	6	Д	1,16	1,85	18,0	80
60	А-Г	6x2	150	Ср	6	Д	1,14	1,90	15,0	80
61	Л	4x2	5	П	5	Д	1,15	1,65	1,40	180
62	Л	4x2	5	П	5	К	1,12	1,60	3,5	165
63	Л	4x2	5	П	5	БВ	1,25	1,83	4,4	210
64	Л	4x2	5	3	5	БВ	1,18	1,70	3,20	210
65	Л	4x4	5	Пол	5	Д	1,20	1,80	5,10	160

В таблице 2.1 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, Ср – средний, Пол – полный;

в графе “**Тип двигателя**”: Д – дизельный, К – карбюраторный, БВ – бензиновый с впрыском топлива.

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ

При расчете характеристик основных узлов автомобиля конструктор имеет дело с тремя видами параметров: заданными, выбираемыми и рассчитываемыми. Заданные параметры определяются техническим заданием, являющимся первичным документом, на основании которого выполняются эскизный и технический проекты.

В техническом задании указываются: тип автомобиля (легковой, грузовой, автобус, специальный и т.д.), его назначение, условия эксплуатации, грузоподъемность или пассажироместимость, максимальная скорость, максимальный преодолеваемый подъем, тип двигателя (бензиновый, дизельный, газотурбинный, роторный), тип привода, колёсная формула и число ступеней в коробке передач.

Выбираемые параметры определяются конструктором на основании технического задания на автомобиль. При этом им анализируются и учитываются технические характеристики существующих, близких по назначению автомобилей. Оценивая перспективы их развития, а также традиции и уровень технической оснащённости завода-изготовителя, конструктор выбирает весовые и размерные параметры, коэффициент сопротивления воздуха k_x , угловую скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности ω_p и механический КПД трансмиссии $\eta_{тр}$.

К рассчитываемым параметрам относятся: максимальная мощность двигателя $P_{e\max}^{ст}$, крутящий момент двигателя при максимальной мощности M_p^{cm} , максимальный крутящий момент двигателя $M_{e\max}^{cm}$, обороты коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте n_m , передаточное число главной передачи u_{gn} , передаточные числа коробки передач u_{kni} и раздаточной коробки u_{pki} (при необходимости).

3.1 Порядок расчета основных параметров автомобиля

При выборе основных параметров автомобиля конструктор производит:

- 1) определение полной массы автомобиля;
- 2) распределение нагрузки от полной массы по мостам;
- 3) подбор шин и определение расчётного радиуса качения колёс;
- 4) выбор площади лобового сопротивления автомобиля;
- 5) определение максимальной мощности двигателя;
- 6) определение максимального крутящего момента двигателя;
- 7) определение оборотов коленчатого вала двигателя при его максимальном крутящем моменте;
- 8) определение передаточного числа главной передачи;
- 9) определение передаточных чисел коробки передач;
- 10) определение передаточных чисел раздаточной коробки (если это необходимо).

3.2 Определение полной массы автомобиля

Для характеристик массы автомобиля приняты следующие определения:

- 1) масса сухого автомобиля m_c – масса автомобиля без снаряжения, т.е. без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования (например, радиоприёмника, кондиционера и др.) и заправки (топлива, жидкого смазочного материала и воды). Сухая масса автомобиля включает массу жидкости в амортизаторах, смазки в шарнирах, гидроусилителе руля, электролита в аккумуляторах;
- 2) масса снаряжённого автомобиля m_o – масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без полезной нагрузки, водителя и пассажиров;
- 3) полная масса m_a – суммарная масса снаряжённого автомобиля m_o , полезной нагрузки m_{np} , водителя и пассажиров;
- 4) масса автопоезда $m_{a.n.}$ – суммарная полная масса тягача и прицепа (полуприцепа).

3.2.1 Масса легкового автомобиля

Полная масса легкового автомобиля m_a в кг может быть определена по уравнению регрессии второго порядка:

$$m_a = b_0 + b_1 \cdot L_r + b_2 \cdot L_r^2 \quad (3.1)$$

где b_0 , b_1 и b_2 – коэффициенты регрессии; L_r – габаритная длина автомобиля в мм.

В таблице 3.1 приведены значения коэффициентов уравнения (3.1).

Таблица 3.1 – Коэффициенты уравнения регрессии (3.1) для определения полной массы легковых автомобилей

№ п/п	Габаритная длина в мм	Коэффициенты		
		b_0	b_1	b_2
1	$L_r < 3500$	$- 3,368 \cdot 10^{-3}$	1,316	0
2	$3500 \leq L_r < 3900$	$1,720 \cdot 10^{-4}$	- 9,182	$1,322 \cdot 10^{-3}$
3	$3900 \leq L_r < 4300$	$- 4,881 \cdot 10^{-4}$	23,473	$- 2,728 \cdot 10^{-3}$
4	$4300 \leq L_r < 4600$	$- 4,990 \cdot 10^{-3}$	2,321	$- 1,808 \cdot 10^{-4}$
5	$4600 \leq L_r < 4900$	$1,256 \cdot 10^{-5}$	- 53,771	$5,845 \cdot 10^{-3}$
6	$L_r \geq 4900$	$1,036 \cdot 10^{-5}$	- 40,675	$4,078 \cdot 10^{-3}$

3.2.2 Масса автобуса

Полная масса автобуса m_a определяется по формуле:

$$m_a = m_o + m_n, \quad (3.2)$$

где m_n – масса полезной нагрузки, кг.

Масса полезной нагрузки автобуса определяется по формуле:

$$m_n = m_{чэ} \cdot n_{чэ} + (m_{п} + m_{б} + m_{р.к}) \cdot n_{п},$$

где $m_{чэ}$ – масса члена экипажа (75 кг); $n_{чэ}$ – количество членов экипажа (водители, экскурсоводы и др.); $m_{п}$ – масса пассажира (68 кг); $m_{б}$ – масса багажа (городской автобус – $m_{б} = 0$ кг; пригородный – $m_{б} = 10$ кг; междугородный и туристский – $m_{б} = 20$ кг); $m_{р.к}$ – масса ручной клади (городской автобус – $m_{р.к} = 3$ кг; пригородный – $m_{р.к} = 0$ кг; междугородный и туристский – $m_{р.к} = 20$ кг); $n_{п}$ – количество пассажиров.

Масса снаряженного автобуса m_o примерно пропорциональна его габаритной длине L_r и зависит от типа автобуса:

$$m_o = C_m \cdot L_r ,$$

где C_m – коэффициент массы, $кг/м$; L_r – габаритная длина автобуса в $м$.

Для городского автобуса $C_m = 700...750 кг/м$; для пригородного – $C_m = 700...800 кг/м$; для туристского и междугородного – $C_m = 850...900 кг/м$.

В междугородном и туристском автобусах перевозка стоящих пассажиров не предусмотрена.

3.2.3 Масса грузового автомобиля

Для грузового автомобиля масса полезной нагрузки определяется по формуле:

$$m_n = m_{zp} + (m_{чэ} + m_B) \cdot n_{чэ},$$

где m_{zp} – номинальная грузоподъемность автомобиля в $кг$; $m_{чэ}$ – масса члена экипажа грузового автомобиля ($m_{чэ} = 75 кг$); m_B – масса багажа одного члена экипажа грузового автомобиля ($m_B = 5 кг$); $n_{чэ}$ – количество членов экипажа.

Если известна масса полезной нагрузки m_n грузового автомобиля, то его снаряженную массу m_o можно найти по результатам обработки статистических данных, исходя из показателя удельной грузоподъемности, который для одиночного грузового автомобиля определяется по выражению:

$$\varepsilon_y = m_n / m_o ,$$

а для автопоезда:

$$\varepsilon_{y an} = (m_n + m_{n,n}) / (m_o + m_{o,n}) ,$$

где m_{on} и m_{nn} – соответственно масса снаряженного прицепа и его грузоподъемность.

Показатель удельной грузоподъемности ε_y грузовых автомобилей составляет 0,95...1,25 – для двухосных бортовых автомобилей полной массой 8 – 12 t и 1,25...1,55 – полной массой от 12 до 20 t , 1,45...1,70 – для 3-х осных бортовых автомобилей; 1,50...1,75 – для седельных двухосных тягачей и 1,55...1,80 – для седельных трёхосных тягачей. Для двухосных самосвалов показатель удельной грузоподъемности составляет 1,25...1,45, а для трёхосных – 1,65...1,85.

Далее по выражению (3.2) определяется полная масса m_a грузового автомобиля.

3.3 Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам

Полная масса автомобиля распределяется между его мостами с учётом допускаемой нагрузки на поверхность дорожного покрытия.

Директивами Европейского Союза 85/3/ЕС, 86/360/ЕС, 88/212/ЕС, 89/338/ЕС и 93/53/ЕС установлены предельные значения осевых нагрузок и габаритных размеров автомобилей. Предельные значения осевых нагрузок зависят от конструктивного исполнения мостов автомобиля и количества колёс на каждом мосту.

Предельные полные массы автотранспортных средств установлены в зависимости от количества мостов. Для двухосных одиночных автомобилей предельно допустимая масса составляет 18 t ; трёхосных – 25 t , а при сдвоенных шинах и пневматической подвеске – 26 t ; четырёхосных – 36 t , а при сдвоенных шинах и пневматической подвеске – 38 t ; пятиосных – 40 t ; шестиосных, предназначенных для перевозки контейнеров ISO длиной 40 футов (около 12 m), зарезервирована величина 44 t ; для прицепных автопоездов – 36 t .

Автотранспортные средства, у которых полная масса, осевая нагрузка или габаритные размеры превышают предельные значения, установленные нормативными документами, относятся к внедорожным.

Для внедорожных и легковых автомобилей нагрузка на одиночную ось не регламентируется.

Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам необходимо знать для того, чтобы подобрать соответствующие этой нагрузке шины и определить по их размерам радиус качения колёс, а также чтобы рассчитать максимально возможную по сцеплению окружную силу, величина которой используется при выборе передаточного числа низшей передачи в коробке передач.

Если в технических данных не указано распределение веса автомобиля по мостам, то для определения силы тяжести, приходящейся на задний мост автомобиля G_2 , следует воспользоваться данными, приведенными в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам

Тип, группа автомобилей	Сила тяжести, приходящаяся на задний мост
Грузовые автомобили (4х2) с одинарными шинами: - особо малой грузоподъёмности (0,3...1,0) <i>т</i> - малой грузоподъёмности (1,0...2,5) <i>т</i>	(0,54...0,60)• G_a (0,55...0,62)• G_a
Грузовые автомобили со сдвоенными шинами: - средней грузоподъёмности (2,5...5,0) <i>т</i> ; - большой грузоподъёмности (5,0...16,0) <i>т</i> .	(0,64...0,69)• G_a (0,66...0,72)• G_a
Грузовые автомобили (6х4):	на тележку (0,75...0,77)• G_a
Автобусы (4х2): - городские, туристские и междугородные; - пригородные.	(0,67...0,70)• G_a (0,70...0,75)• G_a
Автобусы (6х2):	на средний ведущий мост (0,47...0,50)• G_a на передний мост (0,23...0,26)• G_a на задний мост (0,24...0,27)• G_a
Легковые автомобили: - с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом; - с передним расположением двигателя и передним ведущим мостом; - с задним расположением двигателя и задним ведущим мостом; - полноприводные.	(0,53...0,56)• G_a (0,41...0,45)• G_a (0,57...0,65)• G_a (0,52...0,54)• G_a

3.4 Подбор шин и определение расчётного радиуса качения колёс

Шины конструктор подбирает, используя ГОСТы с сортаментом шин.

При выборе шин исходным параметром является нагрузка на наиболее нагруженных колёсах. Поэтому сначала определяется наиболее нагруженное колесо.

С этой целью определяется нагрузка на колесо переднего моста: $F_{ш1} = G_1/n$, а затем – на колесо заднего моста (или тележки): $F_{ш2} = G_2/n$, где n – количество шин моста или тележки.

Полученные значения $F_{ш1}$ и $F_{ш2}$ сопоставляются между собой и выбирается наиболее нагруженное колесо.

Далее для легковых автомобилей по таблицам ГОСТ 4754-97 «Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия» или для грузовых автомобилей по таблицам ГОСТ 5513-97 «Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. Технические условия» по величине нагрузки на шину выбирается шина и определяются её геометрические параметры.

Радиус качения колеса зависит от нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха в шине, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и поступательной скорости движения колеса при его качении.

Расчетный радиус качения r_o в м вычисляется по формуле:

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5 \cdot D_n + r_{cm}), \quad (3.3)$$

где D_n – наружный (свободный) диаметр шины, м;

r_{cm} – статический радиус шины, м.

3.5 Выбор площади лобового сопротивления и определение силы сопротивления воздуха движению автомобиля

Движение автомобиля связано с перемещением частиц воздуха, на что расходуется часть мощности двигателя.

Для упрощения расчётов элементарные силы сопротивления воздуха, распределённые по всей поверхности автомобиля, заменяют сосредоточенной **силой сопротивления воздуха F_v** . Точку приложения силы сопротивления воздуха F_v называют **центром парусности автомобиля**. Расстояние от опорной поверхности до **центра парусности** называется **высотой центра парусности** и обозначается литерой h_v .

Сила сопротивления воздуха F_v определяется в H по формуле, вытекающей из основных положений гидроаэромеханики:

$$F_v = C_x \cdot A_v \cdot q,$$

где C_x – коэффициент обтекаемости (безразмерная величина);

A_v – площадь лобового сопротивления, т.е. площадь, равная площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси, m^2 ;

$q = 0,5 \cdot \rho_v \cdot V_a^2$ – скоростной напор [$кз/(м \cdot с^2)$], равный кинетической энергии $1 м^3$

воздуха, движущегося со скоростью движения автомобиля в м/с относительно воздушной среды;

ρ_v – плотность воздуха, кг/м³;

V_a – скорость автомобиля, м/с.

Коэффициент обтекаемости C_x определяют путём продувки автомобиля или его модели в аэродинамической трубе (рисунок 3.1).

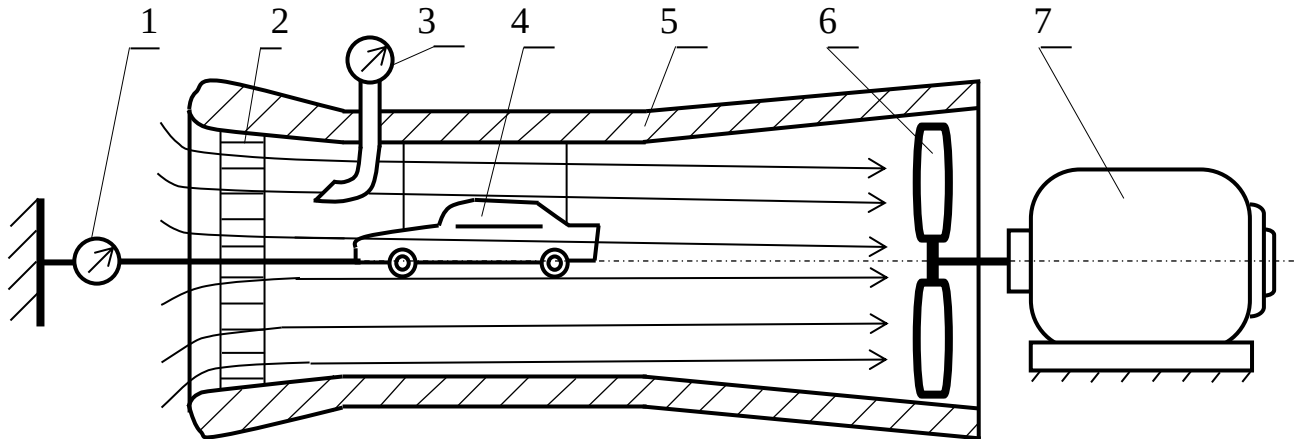


Рисунок 3.1– Аэродинамические испытания автомобиля:

1 – динамометр; 2 – направляющая решётка; 3 – анемометр; 4 – автомобиль;
– аэродинамическая труба; 6 – вентилятор; 7 – электродвигатель

5

Автомобиль 4 подвешивают внутри аэродинамической трубы 5, в которой установлен вентилятор 6 с электродвигателем 7. Направляющая решётка 2 скорости воздушного потока. Определив по показаниям динамометра 1 силу F_v , а по анемометру 3 скорость воздушного потока (скоростной напор) и зная величину

$$C_x = F_v / (A_v \cdot q) \quad .$$

Формулу для определения F_v можно переписать

$$F_v = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_v \cdot A_v \cdot V_a^2 \quad .$$

При определении основных параметров автомобиля обычно используют не коэффициент обтекаемости C_x , а **коэффициент сопротивления воздуха k_v** .

$$k_v = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_v \quad .$$

Согласно ГОСТ 4401 для нормальных атмосферных условий $\rho_v = 1,225$ кг/м³.

Следовательно, коэффициенты k_v и C_x связаны между собой зависимостью:

$$k_v = 0,61 \cdot C_x \quad .$$

Коэффициент сопротивления воздуха k_v имеет размерность плотности; в системе СИ его размерность кг/м³ или Н·с²/м⁴.

$1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$; отсюда $1 \text{ кг} = 1 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$; т.е. $1 \text{ кг} / \text{м}^3 = 1 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$.

При этом сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле:

$$F_v = k_v \cdot A_v \cdot V_a^2 \quad .$$

Здесь скорость автомобиля V_a выражена в м/с.

При определении основных параметров автомобиля ориентировочные значения площади лобового сопротивления $A_в$ и коэффициента сопротивления воздуха $k_в$ можно выбрать по таблице 3.3.

3.6 Определение максимальной мощности двигателя и коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Максимальную мощность двигателя определяют, исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля при заданном дорожном сопротивлении ψ_v (psi).

Зная силы, действующие на автомобиль, можно записать:

$$F_k = F_\psi + F_в + F_a.$$

Поскольку при максимальной скорости ускорение автомобиля равно нулю, то $F_a = 0$ и $F_k = F_\psi + F_в$. Умножив все члены последнего уравнения на максимальную скорость автомобиля $V_{a\max}$, получим:

$$F_k \cdot V_{a\max} = F_\psi \cdot V_{a\max} + F_в \cdot V_{a\max} \text{ или} \\ P_k = P_\psi + P_в,$$

где P_k – мощность, подводимая к ведущим колёсам;

P_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления;

$P_в$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Выразим мощность, подводимую к колёсам, через мощность двигателя, необходимую для обеспечения максимальной скорости движения автомобиля, выраженную в Вт:

$$P_{ev} \cdot \eta_{mp} = P_\psi + P_в \quad \text{или} \\ P_{ev} \cdot \eta_{mp} = g \cdot m_a \cdot \psi \cdot V_{a\max} + k_в \cdot A_в \cdot V_{a\max}^2,$$

если скорость автомобиля выражена в м/с.

Отсюда окончательно получим:

$$P_{ev} = \frac{V_{a\max}}{\eta_{\partial \partial}} \cdot (g \cdot m_a \cdot \psi + k_в \cdot A_в \cdot V_{a\max}^2) \text{ или,}$$

если скорость автомобиля выражена в км/ч,

$$P_{ev} = \frac{V_{a\max}}{3,6 \cdot \eta_{mp}} \cdot \left(g \cdot m_a \cdot \psi + \frac{k_в \cdot A_в \cdot V_{a\max}^2}{3,6^2} \right). \quad (3.4)$$

где η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Снимаемая с коленчатого вала двигателя мощность передаётся через узлы трансмиссии к ведущим колёсам автомобиля, при этом часть мощности теряется.

Эти потери оцениваются коэффициентом полезного действия (КПД). При определении КПД трансмиссии учитывают гидравлические потери, связанные с перемешиванием масла в картерах коробки передач и ведущего моста, и механические потери на трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках, манжетах (сальниках) и карданных шарнирах.

Величина гидравлических потерь зависит от вязкости масла, скорости вращения валов и шестерён, а также от уровня масла.

Величина механических потерь зависит главным образом от качества обработки поверхностей трущихся деталей и качества смазки между ними; их считают пропорциональными крутящему моменту, нагружающему трансмиссию.

При работе трансмиссии автомобиля с полной нагрузкой, т.е. при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, КПД трансмиссии, в зависимости от типа автомобиля, можно выбрать из диапазона:

гоночные и спортивные автомобили	0,92 – 0,95
легковые автомобили.....	0,90 – 0,92
грузовые автомобили и автобусы.....	0,83 – 0,87
грузовые автомобили повышенной проходимости.....	0,80 – 0,84.

Большие значения КПД трансмиссии относятся к прямой передаче в коробке передач автомобиля.

При расчётах по формуле (3.4) значения коэффициентов суммарного дорожного сопротивления ψ принимают следующими:

- для легковых автомобилей (в зависимости от класса): 0,025...0,050;
- для грузовых автомобилей : 0,015...0,025;
- для автобусов: 0,018...0,030;
- для автопоездов: 0,010...0,015;
- для полноприводных автомобилей: 0,015...0,050.

Так как при максимальной скорости поступательного движения автомобиля двигатель работает с максимальной угловой скоростью, то в случае установки на автомобиле дизельного двигателя или бензинового с впрыском $\omega_p = \omega_{e \max}$ и $P_{ev} = P_{e \max}$.

У легковых автомобилей с карбюраторным двигателем угловая скорость коленчатого вала $\omega_{e \max}$ при максимальной скорости движения автомобиля и угловая скорость при максимальной мощности ω_p , как правило, не совпадают. В этом случае максимальная мощность двигателя $P_{e \max}$ определяется по формуле:

$$P_{e \max} = P_{ev} / \left[a \cdot \frac{\omega_{e \max}}{\omega_p} + \hat{a} \cdot \left(\frac{\omega_{e \max}}{\omega_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{\omega_{e \max}}{\omega_p} \right)^3 \right]. \quad (3.5)$$

Коэффициенты a , $\hat{a}$ и c зависят от коэффициентов приспособляемости двигателя по крутящему моменту k_m и угловой скорости k_ω .

Для дизельных, бензиновых с впрыском и карбюраторных двигателей коэффициенты a , $\hat{a}$ и c определяются по формулам:

$$\hat{a} = \frac{1 + k_i \cdot k_\omega \cdot (k_\omega - 2)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad \hat{a} = \frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_i - 1)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad \tilde{n} = \frac{k_\omega^2 \cdot (1 - k_i)}{(k_\omega - 1)^2}.$$

Здесь k_m – коэффициент приспособляемости двигателя по моменту

$$k_m = M_{e \max} / M_p,$$

k_ω – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения

$$k_\omega = n_p / n_m.$$

При этом должно соблюдаться равенство: $a + b + c = 1$.

У двигателей различных типов значения оборотов коленчатого вала при максимальной мощности (угловой скорости) n_p (ω_p) находятся в следующих пределах:

Бензиновые двигатели:	<i>об/мин</i>	<i>рад/с</i>	ср. значение
легковые автомобили –	4800...7000	(502,6...733,0)	5500 <i>об/мин</i>
грузовые автомобили и автобусы –	3000...4600	(314,1...481,7)	4000 <i>об/мин</i>

Дизельные двигатели:	<i>об/мин</i>	<i>рад/с</i>	ср. значение
легковые автомобили –	3500...5000	(366,5...523,5)	4500 <i>об/мин</i>
грузовые автомобили и автобусы –	2000...3500	(209,4...366,5)	2500 <i>об/мин</i>

У карбюраторных двигателей максимальные обороты коленчатого вала $n_{e\max}$ на 5-10 % выше оборотов коленчатого вала двигателя при максимальной мощности n_p .

Минимальная частота вращения (угловая скорость) $n_{e\min}$ ($\omega_{e\min}$) коленчатого вала двигателей, при которой они устойчиво работают с полной нагрузкой, находится в пределах 700...800 *об/мин* (73,3...84,0 *рад/с*).

Максимальная стендовая мощность двигателя

$$P_{e\max}^{ст} = P_{e\max} / k_{ст},$$

где $k_{ст}$ – коэффициент коррекции, равный 0,93...0,96.

3.7 Определение максимального крутящего момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала, при которой он определен

Крутящий момент двигателя при максимальной мощности

$$M_p = P_{e\max} / \omega_p,$$

где M_p выражен в Н·м, $P_{e\max}$ – в Вт, ω_p – в рад/с,
а максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{e\max} = M_p \cdot k_m, \quad (3.6)$$

где k_m – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту,

Тогда максимальное значение крутящего момента двигателя, установленного на стенде

$$M_{e\max}^{ст} = M_{e\max} / k_{ст}.$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя (угловая скорость) при максимальном крутящем моменте n_m (ω_m) определяется по формуле:

$$n_m = n_p / k_\omega.$$

3.8 Определение передаточного числа главной передачи автомобиля

Передаточное число главной передачи u_{zn} определяют, исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля.

Зная, что $V_a = \omega_k \cdot r_o$ или $V_a = \frac{\omega_e}{u_{mp}} \cdot r_o$, максимальную скорость движения

автомобиля определяем из выражения: $V_{a\max} = \frac{\omega_{e\max}}{u_{kn} \cdot u_{zn}} \cdot r_o.$

Отсюда передаточное число главной передачи $u_{zn} = \frac{\omega_{e\max} \cdot r_o}{n_{\kappa n}^6 \cdot V_{a\max}}$.

В это выражение максимальная скорость движения автомобиля $V_{a\max}$ подставляется в м/с. Если $V_{a\max}$ имеет размерность км/ч, а обороты коленчатого вала двигателя $n_{e\max}$ заданы в об/мин, то

$$u_{zn} = 0,377 \cdot \frac{n_{e\max} \cdot r_o}{u_{\kappa n}^6 \cdot V_{a\max}}, \quad (3.7)$$

где $u_{\kappa n}^6$ – передаточное число высшей передачи в коробке передач автомобиля.

Высшая передача в коробке передач бывает прямой, т.е. с передаточным числом $u_{\kappa n}^6 = 1$ или повышающей – $u_{\kappa n}^6 = 0,65 \dots 0,95$.

При выводе формулы (3.7) следует принимать во внимание, что $\omega_e = 2 \cdot \pi \cdot n_e / 60$, т.е. $\omega_e = n_e / 9,55$.

Главные передачи легковых автомобилей имеют передаточные числа u_{zn} в пределах 2,65...4,65, а грузовых автомобилей и автобусов – 3,45...7,85.

3.9 Определение передаточных чисел коробки передач

3.9.1 Расчёт передаточного числа первой передачи

Расчёт передаточных чисел коробки передач (КП) начинают с определения передаточного числа первой передачи u_1 .

Передаточное число первой передачи u_1 должно быть таким, чтобы автомобиль:

- 1) мог преодолевать максимальное для данного типа автомобиля дорожное сопротивление, задаваемое коэффициентом $\psi_{\max}$;
- 2) не буксовал при трогании с места;
- 3) мог двигаться с минимальной устойчивой скоростью для маневрирования в стеснённых условиях.

1.1) Зная силы, действующие на автомобиль, запишем:

$$F_k = F_\psi + F_v + F_a.$$

Учитывая, что автомобиль движется с установившейся скоростью, т.е. что сила сопротивления разгону $F_a = 0$, и что ввиду малой скорости при движении автомобиля на 1-ой передаче сила сопротивления воздуха движению автомобиля $F_v \approx 0$, предыдущее равенство можно переписать в виде: $F_k \geq F_\psi$.

Выразив данные силы через их составляющие, окончательно получим:

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{zn} \cdot u_1 \cdot \eta_{mp}}{r_o} \geq \psi_{\max} \cdot G_a.$$

Отсюда необходимое передаточное число 1-ой передачи по условию преодоления максимального дорожного сопротивления

$$u_{1\psi} \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_o}{M_{e\max} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}}. \quad (3.8)$$

При расчёте по формуле (3.8) максимальное значение коэффициента суммарного дорожного сопротивления ψ_{max} обычно принимают для легковых автомобилей $\psi_{max} = 0,35 \dots 0,50$; для грузовых автомобилей и автобусов $\psi_{max} = 0,35 \dots 0,40$ и для автопоездов – не менее 0,18.

2.1) Условие движения автомобиля без буксования ведущих колёс имеет вид: $F_{kmax} \leq F_{\phi}$.

Поэтому возможность реализации окружной силы F_{kmax} на ведущих колёсах автомобиля при передаточном числе в коробке передач $u_{1ш}$, подсчитанном по формуле (3.8), проверяется по условию сцепления ведущих колёс автомобиля с поверхностью дорожного покрытия:

$$\frac{M_{e max} \cdot u_{zn} \cdot u_1 \cdot \eta_{mp}}{r_o} \leq \varphi \cdot G_{\phi}.$$

Откуда

$$u_{1\phi} \leq \frac{\varphi \cdot G_{\phi} \cdot r_o}{M_{e max} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}},$$

где G_{ϕ} – сцепной вес автомобиля.

Для полноприводных автомобилей сцепной вес равен собственному весу автомобиля, т.е. $G_{\phi} = G_a$.

Для автомобилей с задним расположением ведущих мостов $G_{\phi} = G_2 \cdot k_{R2}$.

Для автомобилей с передним ведущим мостом – $G_{\phi} = G_1 \cdot k_{R1}$.

В этих выражениях G_1 и G_2 – доля веса автомобиля, приходящегося соответственно на передний и задний мосты; k_{R1} и k_{R2} – коэффициенты перераспределения нормальных реакций, значения которых могут быть приняты $k_{R1} = 0,85 \dots 0,95$; $k_{R2} = 1,05 \dots 1,15$.

Передаточное число в коробке передач на 1-ой передаче выбирается из условия: $u_{1\psi} \leq u_1 \leq u_{1\phi}$.

3.1) Желательно, чтобы передаточное число 1-ой передачи в КП u_1 удовлетворяло условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения автомобиля V_{amin} . В связи с этим, так как $V_{amin} = \omega_{kmin} \cdot r_o$ или

$$V_{amin} = \frac{\omega_{e min} \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\bar{a}}}, \text{ при этом полученное значение } V_{amin} \text{ имеет размерность м/с,}$$

или если надо выразить минимальную устойчивую скорость движения автомобиля V_{amin} в км/ч, а минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя n_{emin} задана в об/мин, то V_{amin} определится из выражения:

$$V_{amin} = 0,377 \cdot \frac{n_{emin} \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\bar{a}}}.$$

Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля V_{amin} не должна превышать 3...6 км/ч.

3.9.2 Расчёт передаточных чисел промежуточных передач

Передаточные числа промежуточных передач в КП выбирают из условия обеспечения ими максимальной интенсивности разгона автомобиля и возможности длительного движения при повышенном дорожном сопротивлении.

КП современных легковых автомобилей чаще всего имеют 6 передач, реже 5 или 7. Диапазон передаточных чисел таких коробок передач (частное от деления передаточных чисел крайних ступеней) составляет обычно 4...6.

На грузовых автомобилях применяют коробки передач с числом передач от 5 до 22 при диапазоне от 5 до 25.

Для того, чтобы в процессе разгона двигатель работал с наибольшей средней мощностью, частота вращения его коленчатого вала должна находиться в интервале частот вращения, близком к частоте, соответствующей максимальной мощности двигателя.

Допустим этот интервал определяется частотами вращения n_1 и n_2 (см. рисунок 3.2).

Отложим по оси ординат, кроме мощности, скорость движения автомобиля и нанесём прямые $V_a = f(n_e)$.

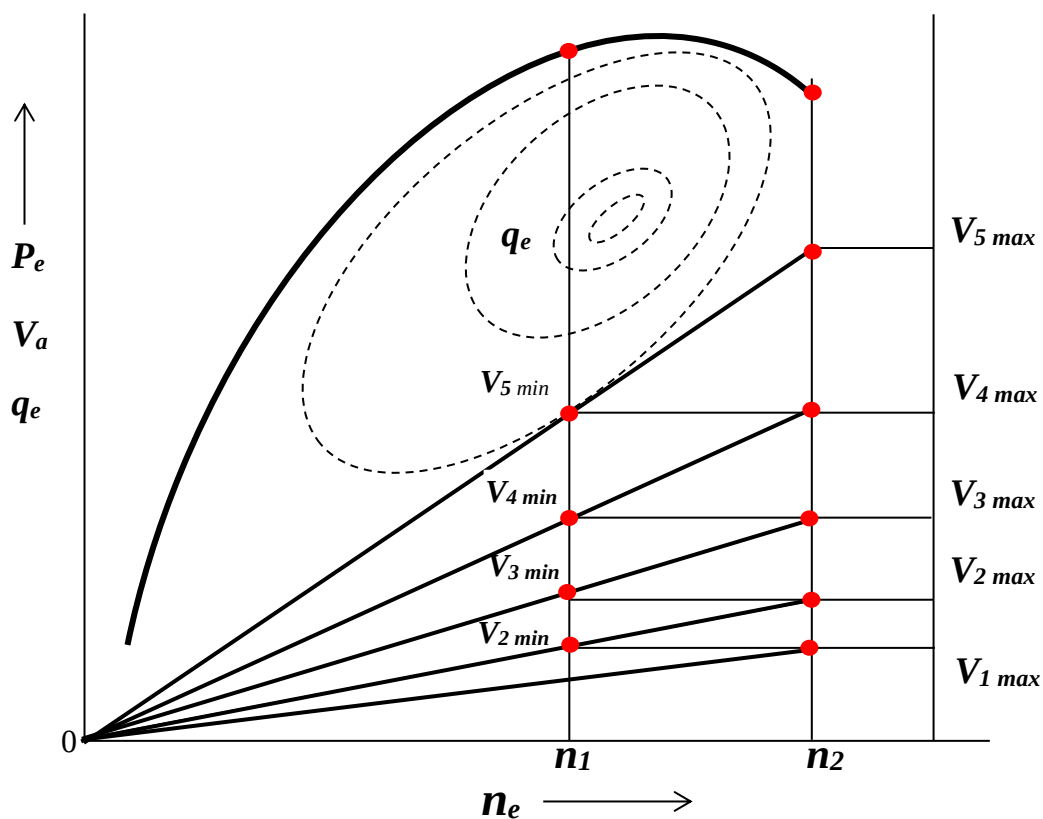


Рисунок 3.2 – К выбору передаточных чисел промежуточных передач КП

Если пренебречь падением скорости за время переключения передач, то скорость автомобиля, достигнутая на низшей передаче перед моментом переключения при частоте вращения коленчатого вала двигателя n_2 равна скорости автомобиля на смежной высшей передаче при частоте вращения n_1 , т.е. :

$$V_{1 \max} = V_{2 \min} ; V_{2 \max} = V_{3 \min} ; V_{3 \max} = V_{4 \min} \text{ и т.д.}$$

Учитывая, что $V_{1\max} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\text{гп}}}$; $V_{2\min} = 0,377 \cdot \frac{n_1 \cdot r_o}{u_2 \cdot u_{\text{гп}}}$;

$$V_{2\max} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_o}{u_2 \cdot u_{\text{гп}}}$$
 ; $V_{3\min} = 0,377 \cdot \frac{n_1 \cdot r_o}{u_3 \cdot u_{\text{гп}}}$ и т.д., из выше-

приведенных равенств получим:

$$\frac{n_2}{u_1} = \frac{n_1}{u_2} ; \quad \frac{n_2}{u_2} = \frac{n_1}{u_3} ; \quad \frac{n_2}{u_3} = \frac{n_1}{u_4} \quad \text{и т.д.}$$

Отсюда: $n_2 \cdot u_2 = n_1 \cdot u_1$; $n_2 \cdot u_3 = n_1 \cdot u_2$; $n_2 \cdot u_4 = n_1 \cdot u_3$ и т.д. или

$$u_2 = u_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right), \quad u_3 = u_2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad u_4 = u_3 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 ; \dots$$

$$u_m = u_{m-1} \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{m-1}.$$

Обозначим отношение $\left(\frac{n_1}{n_2} \right)$ через q , тогда получим, что $u_m = u_1 \cdot q^{m-1}$

$$\text{или} \quad u_m = u_{m-1} \cdot q$$

Следовательно, при постоянном интервале частот вращения коленчатого вала двигателя передаточное число каждой последующей передачи в КП получается из предыдущего умножением на постоянный множитель q . Такой ряд чисел называется **геометрической прогрессией**, а множитель q – **знаменателем геометрической прогрессии**.

Если n -я передача имеет передаточное число u_n , то знаменатель геометрической прогрессии q определяется из выражения:

$$u_n = u_1 \cdot q^{n-1},$$

т.е. $q = \left(\frac{u_n}{u_1} \right)^{\frac{1}{n-1}}$, подставляем это q в формулу для определения передаточного

числа u_m , тогда получим $u_m = u_1 \cdot \left(\frac{u_n}{u_1} \right)^{\frac{m-1}{n-1}}$ или

$$u_m = \frac{u_1}{u_1^{\frac{m-1}{n-1}}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}} = u_1^{1-\frac{m-1}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}} = u_1^{\frac{n-1-m+1}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}}, \text{ окончательно}$$

получим:

$$u_m = u_1^{\frac{n-m}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}}, \quad (3.9)$$

где n – номер высшей передачи в КП.

Если в качестве высшей передачи выбрать прямую передачу, т.е. передачу с передаточным числом $u_n = 1$, то выражение (3.9) трансформируется в выражение

вида $u_m = u_1^{\frac{n-m}{n-1}}$, где n – номер прямой передачи.

Следовательно, при наличии в КП прямой передачи, пользуясь последней формулой, можно найти передаточное число m -ой передачи в КП при выполнении условия $m < n$.

Например, для 6-ти ступенчатой КП с 5-ой прямой передачей, получим:

$$u_2 = u_1^{\frac{5-2}{5-1}} = u_1^{\frac{3}{4}}; \quad u_3 = u_1^{\frac{2}{4}}; \quad u_4 = u_1^{\frac{1}{4}}; \quad u_5 = u_1^{\frac{0}{4}}.$$

Если прямая передача в КП отсутствует, то для 6-ти ступенчатой коробки передач по формуле (3.9) получим:

$$u_2 = u_1^{\frac{6-2}{6-1}} \cdot u_6^{\frac{2-1}{6-1}} = u_1^{\frac{4}{5}} \cdot u_6^{\frac{1}{5}}; \quad u_3 = u_1^{\frac{6-3}{6-1}} \cdot u_6^{\frac{3-1}{6-1}} = u_1^{\frac{3}{5}} \cdot u_6^{\frac{2}{5}};$$

$$u_4 = u_1^{\frac{2}{5}} \cdot u_6^{\frac{3}{5}}; \quad u_5 = u_1^{\frac{1}{5}} \cdot u_6^{\frac{4}{5}}; \quad u_6 = u_1^0 \cdot u_6^1.$$

3.10 Определение передаточных чисел раздаточной коробки

В раздаточных коробках полноприводных автомобилей имеются, как правило, две ступени: низшая и высшая. Высшая является прямой или имеет передаточное число близкое к единице (0,95...1,05). Передаточное число низшей передачи в раздаточной коробке определяется из тех же условий, что и передаточное число на низшей передаче в коробке передач, т.е. исходя из условий:

- 1) преодоления автомобилем максимального подъёма:

$$u_{PKn \psi} \geq \frac{\psi_{max} \cdot G_a \cdot r_0}{M_{e max} \cdot u_{\tilde{e}i 1} \cdot u_{\tilde{a}} \cdot \eta_{\delta \delta}}.$$

- 2) полного использования сцепного веса автомобиля:

$$u_{PKn \phi} \leq \frac{\phi_{max} \cdot G_a \cdot r_0}{M_{e max} \cdot u_{\tilde{e}i 1} \cdot u_{\tilde{a}} \cdot \eta_{\delta \delta}}.$$

- 3) обеспечения минимальной устойчивой скорости движения:

$$u_{PKn v} = 0,377 \cdot \frac{n_{e min} \cdot r_0}{V_{amin} \cdot u_{knl} \cdot u_{zn}}.$$

При расчётах принимают: $\psi_{max} = 0,6 \dots 0,7$; $\phi_{max} = 0,6 \dots 0,8$;
 $V_{amin} = 2 \dots 3$ км/ч.

4 ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

4.1 Скоростные характеристики ДВС

Скоростная характеристика двигателя представляет собой зависимость эффективной мощности P_e и крутящего момента M_e двигателя при установившемся режиме его работы от угловой скорости коленчатого вала двигателя ω_e или частоты его вращения n_e .

Скоростная характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется **внешней** скоростной характеристикой, а скоростные характеристики, полученные при неполной подаче топлива – **частичными**.

Скоростные характеристики получают экспериментально по ГОСТ 14846 при испытании двигателей на тормозном стенде. Двигатель, установленный на стенде, нагружают при помощи тормоза, добиваясь определённого числа оборотов коленчатого вала двигателя n_e . При достижении устойчивых оборотов замеряют величину крутящего момента M_e двигателя. Нанеся результаты замеров на график в координатах $M_e - \omega_e (n_e)$ и соединив отдельные точки, получают характеристику момента.

$$\text{Затем из соотношения : } P_e^{cm} = \frac{M_e^{cm} \cdot \omega_e}{1000} \quad (4.1)$$

где M_e – в $H \cdot m$; ω_e – в $рад/с$; P_e – в $кВт$,

находят величину эффективной мощности для ряда значений ω_e и по ним строят характеристику мощности.

При испытаниях с двигателя снимают часть элементов системы охлаждения, системы выпуска отработавших газов и др. (вентилятор, радиатор, глушитель, компрессор, насос гидроусилителя руля и др.), без которых он может работать на стенде. Полученные при испытаниях мощность и крутящий момент приводят к нормальным условиям, соответствующим давлению окружающего воздуха **1 атм** и **15°C**. Эти мощность и крутящий момент называются **стендовыми**, и они указываются в технических характеристиках, справочниках и каталогах.

Условия работы двигателя, установленного на автомобиле, отличаются от стендовых, что связано с установкой на двигатель элементов, которые были сняты при испытаниях. Кроме того, давление и температура при работе двигателя на автомобиле отличаются от нормальных условий. Поэтому мощность двигателя P_e , установленного на автомобиле, несколько меньше мощности P_e^{cm} , полученной при стендовых испытаниях. При использовании стендовых характеристик для тягово-скоростных расчётов значения мощности P_e^{cm} , уменьшают путём их умножения на коэффициент коррекции k_{cm} , зависящий как от конструктивных особенностей и условий эксплуатации АТС, так и от особенностей стандарта, по которому была снята внешняя характеристика.

В приближенных расчетах можно принимать, что $k_{cm} = 0,93 \dots 0,96$.

Частичные скоростные характеристики двигателя получают при положении органа топливоподачи отличном от максимального. У карбюраторных двигателей – это дроссельная заслонка, а у дизельных – положение рычага регулятора (педали управления двигателем).

Важнейшими параметрами внешней скоростной характеристики двигателя, снятой на тормозном стенде, являются:

$P_{e\max}^{cm}$ — максимальная эффективная мощность, κBm ;

$M_{e\max}^{cm}$ — максимальный крутящий момент, $H\cdot m$;

M_p^{cm} — крутящий момент при максимальной мощности, $H\cdot m$;

$n_{e\min}$ и $n_{e\max}$ — минимальная и максимальная частоты вращения коленчатого вала двигателя, $об/мин$;

n_p и n_m — частоты вращения коленчатого вала двигателя соответственно при $P_{e\max}^{cm}$ и $M_{e\max}^{cm}$;

k_m — коэффициент приспособляемости двигателя по моменту:

$$k_m = M_{e\max} / M_p;$$

k_ω — коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения:

$$k_\omega = n_p / n_m.$$

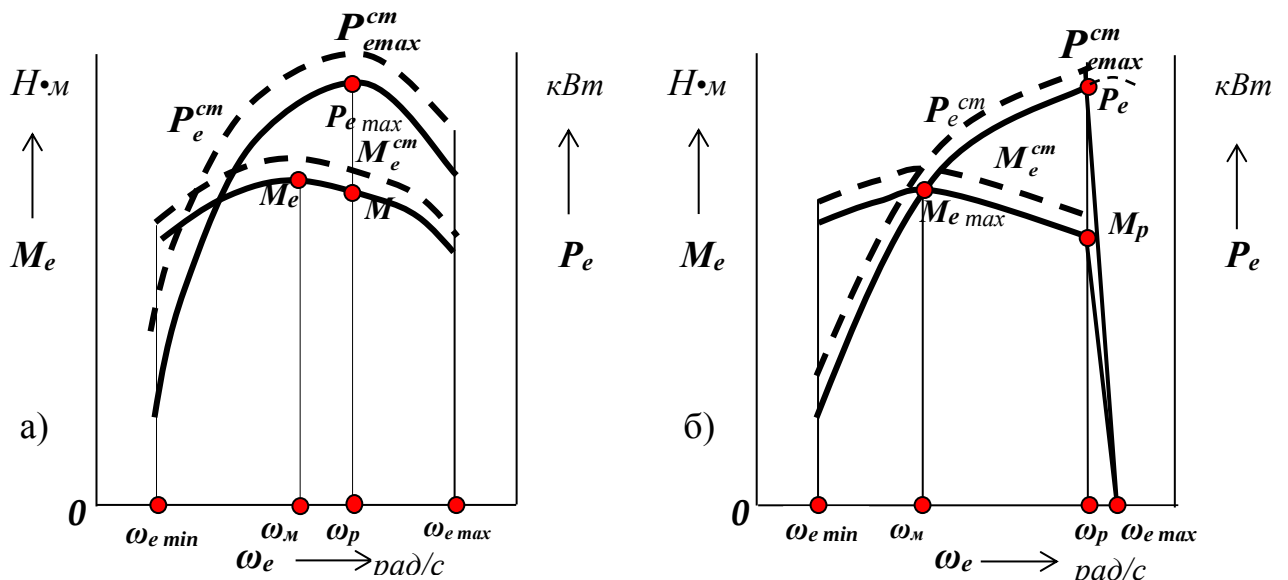


Рисунок 4.1 Внешние скоростные характеристики карбюраторного (а), бензинового с впрыском и дизельного (б) двигателей внутреннего сгорания

Из рисунка 4.1 следует, что мощность и крутящий момент двигателя возрастают с увеличением угловой скорости, достигают максимальных значений при соответствующих угловых скоростях ω_m и ω_p , а затем начинают уменьшаться. Это происходит вследствие ухудшения наполнения цилиндров горючей смесью и увеличения трения. При этом возрастают динамические нагрузки, которые приводят к ускоренному износу деталей двигателя. В условиях эксплуатации двигатель работает главным образом в интервале угловых скоростей $\omega_m - \omega_p$.

Максимальная мощность дизельного двигателя находится в зоне дымления и располагается вне регуляторной ветви кривой мощности. Максимальной в этом случае считается мощность, которая соответствует моменту включения регулятора, т.е. $P_{e\max}$ при угловой скорости ω_p . Для дизельных двигателей практически можно считать, что максимальная угловая скорость коленчатого вала соответствует угловой скорости при максимальной мощности, т.е. $\omega_{e\max} = \omega_p$.

Для расчёта показателей тягово-скоростных свойств автомобиля, особенно с применением ПЭВМ, удобно пользоваться не графическими, а аналитическими зависимостями $M_e = f(\omega_e)$ и $P_e = f(\omega_e)$.

Зависимость $P_e^{cm} = f(\omega_e)$ аппроксимируется формулой кубического трёхчлена:

$$P_e^{cm} = P_e^{cm_{max}} \cdot \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_p} + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^3 \right], \quad (4.2)$$

где $\frac{\omega_e}{\omega_p}$ или $\frac{n_e}{n_p}$ – отношение текущего значения угловой скорости или частоты вращения коленчатого вала двигателя к угловой скорости или частоте вращения при максимальной мощности.

При построении скоростных характеристик двигателя $P_e^{cm} = f(n_e)$ и $P_e = f(n_e)$ расчет производится для следующих значений n_e : $n_{e\min}$, n_m , n_p или $n_{e\max}$ (при необходимости) и ещё 3-4 точек, равномерно расположенных в диапазоне от $n_{e\min}$ до $n_{e\max}$. Результаты расчёта значений мощностных характеристик при i -ых значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя n_{ei} , где $n_{e\min} \leq n_{ei} \leq n_{e\max}$, заносят в таблицу 4.1. Затем по данным этой таблицы строятся графики $P_e^{cm} = f(n_e)$ и $P_e = f(n_e)$ (рисунок 4.1).

По известной зависимости мощности от угловой скорости коленчатого вала двигателя (4.1) можно найти его крутящий момент, т.е.

$$M_e = 1000 \cdot \frac{P_e}{\omega_e},$$

где $\omega_e = n_e \cdot \frac{2\pi}{60}$ или $\omega_e = \frac{n_e}{9,55}$; M_e – в Н·м; ω_e – в рад/с; P_e – в кВт; n_e – в об/мин.

Результаты расчёта значений крутящего момента M_e^{cm} и M_e при i -ых значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя n_{ei} , где $n_{e\min} \leq n_{ei} \leq n_{e\max}$, также заносят в таблицу 4.1. Затем по данным этой таблицы строятся графики $M_e^{cm} = f(n_e)$ и $M_e = f(n_e)$ (рисунок 4.1).

Таблица 4.1 – Данные для построения графиков внешней скоростной характеристики двигателя

Параметры		Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность	n_{emin}	...	n_m	...	n_p	n_{emax}
n_e / n_p	—						
P_e^{cm}	кВт						
P_e	кВт						
M_e^{cm}	Н·м						
M_e	Н·м						

4.2 Уравнение движения автомобиля

Оценку тягово-скоростных свойств автомобиля производят, решая уравнение его движения. Уравнение движения автомобиля связывает силу, движущую автомобиль, с силами сопротивления и позволяет определить характер прямолинейного движения автомобиля, т. е. в каждый момент времени найти ускорение, скорость, время движения и пройденный автомобилем путь.

Окружная сила на ведущих колесах F_k при движении автомобиля затрачивается на преодоление сил сопротивления воздуха F_e , качению F_f , подъему F_h и разгону F_a автомобиля, т. е.

$$F_k - F_e - F_f \pm F_h \pm F_a = 0. \quad (4.3)$$

Здесь знак “–” при силе F_h соответствует движению автомобиля на подъеме, а знак “+” – движению на спуске; знак “–” при силе F_a соответствует разгону автомобиля, а знак “+” – торможению.

Записав в этом уравнении вместо сил выражения, их определяющие, получим:

$$\frac{M_e \cdot u_{\delta \delta} \cdot \eta_{\delta \delta}}{r_0} - k_B \cdot A_B \cdot V_a^2 - G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G_a \cdot i \pm m_a \cdot \delta \cdot \frac{dV_a}{dt} = 0.$$

Разрешив последнее выражение относительно ускорения автомобиля, для случая его разгона будем иметь:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{m_a \cdot \delta} \cdot \left(\frac{M_e \cdot u_{\delta \delta} \cdot \eta_{\delta \delta}}{r_0} - k_a \cdot A_a \cdot V_a^2 - G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G_a \cdot i \right)$$

Данное уравнение называется уравнением движения автомобиля.

Здесь: m_a — полная масса автомобиля, кг;

G_a — сила тяжести автомобиля, Н;

r_0 — расчетный радиус качения ведущих колес, м;

u_{mp} — передаточное число трансмиссии автомобиля;

η_{mp} — коэффициент полезного действия трансмиссии;

k_e — коэффициент сопротивления воздуха, $H \cdot c^2/m^4$;

V_a — скорость движения автомобиля, м/с;

A_e — площадь лобового сопротивления автомобиля, m^2 ;

f — коэффициент сопротивления качению;

i — коэффициент сопротивления подъему (тангенс угла наклона дороги по отношению к горизонту);

α — угол наклона продольного профиля дороги, град(рад);

δ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

Это уравнение справедливо для неустановившегося движения автомобиля. При этом

$$\delta = 1 + \frac{I_m}{m_a} \cdot \left(\frac{u_{mp}}{r_o} \right)^2 \cdot \eta_{mp} + \frac{\sum_{i=1}^n I_{K_i}}{m_a \cdot r_o^2}, \quad (4.4)$$

где I_m — момент инерции маховика двигателя и ведущей части сцепления, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

I_{K_i} — момент инерции i -го колеса автомобиля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

n — число колес автомобиля.

Решение уравнения движения автомобиля в общем виде аналитическими методами практически невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие силы, действующие на автомобиль, с его скоростью. Поэтому уравнение движения автомобиля решают численными методами на ЭВМ или приближенно, используя графо-аналитические методы. Наибольшее распространение получили *метод силового (тягового) баланса, метод мощностного баланса и метод динамической характеристики*.

4.3 Уравнение силового (тягового) баланса автомобиля

С целью решения уравнения движения автомобиля (4.3) методом силового баланса, представим его в виде:

$$F_k = F_e + F_f \pm F_h \pm F_a.$$

Учитывая, что $F_f + F_h = F_\psi$, для случая разгона автомобиля, перепишем это уравнение следующим образом:

$$F_k = F_e + F_\psi + F_a. \quad (4.5)$$

Полученное уравнение называют уравнением силового баланса.

Уравнение силового баланса показывает, что сумма всех сил сопротивления движению в любой момент времени равна окружной силе на ведущих колесах автомобиля.

Заменим обозначения сил их развернутыми выражениями:

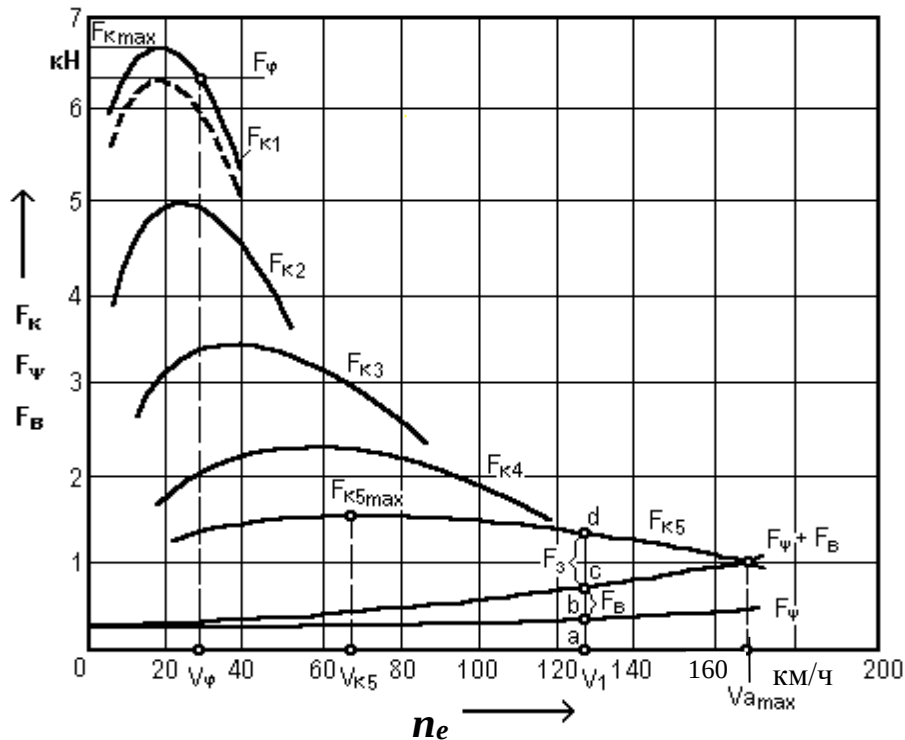
$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_o} = k_B \cdot A_B \cdot V_a^2 + G_a \cdot \psi + m_a \cdot \delta \cdot \frac{dV_a}{dt}. \quad (4.6)$$

Уравнение (4.6) позволяет определить величину окружной силы, развиваемой на ведущих колесах автомобиля, и установить, как она распределяется по различным видам сопротивлений.

4.4 Тяговая характеристика автомобиля

4.4.1 Построение тяговой характеристики автомобиля

Графическое изображение уравнения силового (тягового) баланса в координатах “окружная сила - скорость”, называется тяговой характеристикой автомобиля (рисунок 4.2).



Кривые изменения окружной силы на передачах строят по данным, опреде-

ляемым по формуле:
$$F_{\kappa_{i,j}} = \frac{M_{e_i} \cdot u_{mpj} \cdot \eta_{mpj}}{r_o} \quad (4.7)$$

где i и j – соответственно номер значения оборотов коленчатого вала двигателя, на которые разделен его рабочий скоростной диапазон и номер включенной передачи в коробке передач автомобиля.

Количество кривых тяговой характеристики автомобиля равно числу передач в его коробке. При наличии раздаточной коробки в трансмиссии тяговая характеристика автомобиля строится для случая, когда в раздаточной коробке включена высшая передача.

В предположении отсутствия буксования сцепления и ведущих колес автомобиля связь между частотой вращения коленчатого вала двигателя n_e (или ω_e) и скоростью автомобиля V_a находится из соотношения:

$$V_a = \omega_k \cdot r_o = \omega_e \cdot r_o / u_{mp},$$

где ω_k – угловая скорость вращения ведущих колес автомобиля, rad/c ;

r_o – расчетный радиус качения ведущих колес, m

или $V_a = n_e \cdot r_o / (9,55 \cdot u_{mp})$.

Здесь n_e имеет размерность $об/мин$, а V_a – $м/с$.

Учитывая, что $1ч = 3600 с$ и $1 км = 1000 м$ можем получить выражение для определения скорости автомобиля V_a в $км/ч$:

$$V_a = 0,377 \cdot n_e \cdot r_o / u_{mp} \quad (4.8)$$

Для расчета окружной силы F_k по формуле (4.7) значения крутящего момента двигателя M_e берутся из таблицы 4.1 в соответствии с частотой вращения

коленчатого вала двигателя n_e , значения которой используются для вычисления скорости движения автомобиля на передачах по выражению (4.8).

Результаты расчета F_k и V_a на каждой из передач заносят в таблицу 4.2 и наносят на график тяговой характеристики автомобиля (рисунок 4.2).

В нижней части этого графика наносят кривую $F_\psi = F_f + F_h$, построенную для одного значения Ψ . При движении автомобиля по горизонтальной дороге, что и предполагается при выполнении данной работы, $F_\psi = F_f$, т.е. расчёт ведётся только силы сопротивления качению колёс автомобиля F_f .

Кривую силы сопротивления воздуха F_ϵ движению автомобиля строят, откладывая значения этой силы вверх от значений силы F_ψ , для соответствующих скоростей движения автомобиля (рисунок 4.2). Абсцисса точки пересечения кривой сил суммарного сопротивления $F_\psi + F_\epsilon$ и окружной силы F_k при движении автомобиля на высшей передаче в трансмиссии определяет величину окружной силы, необходимой для движения автомобиля с постоянной скоростью $V_a = \text{const}$, так как при этом запас окружной силы, а, следовательно, и ускорение автомобиля равны нулю.

Таблица 4.2 Данные для построения графиков по оценке тягово-скоростных свойств автомобиля

Параметры			Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность		n_{emin}	...	n_m	...	n_p	n_{emax}
Передача 1	$\delta_l =$ $u_l =$	V_a	км/ч					
		F_k	Н					
		f	—					
		F_f	Н					
		F_ϵ	Н					
		D	—					
		a_x	м/с ²					

Если при некоторой скорости V_1 кривая окружной силы F_k проходит выше кривой $F_\psi + F_\epsilon$ (см. рисунок 4.2), то ордината F_z , заключенная между этими кривыми, представляет собой нереализованную часть окружной силы или запас силы, который можно реализовать для преодоления повышенного дорожного сопротивления или разгона автомобиля.

Для построения графика тяговой характеристики автомобиля необходимо определить значения переменных и констант, входящих в выражения (4.7) и (4.8), а также значения сил сопротивления дороги F_ψ и воздуха F_ϵ .

Так, передаточное число трансмиссии на j -ой передаче определяется по выражению:

$$u_{tpj} = u_{кпj} \cdot u_{рк} \cdot u_{zn},$$

где $u_{кпj}$ – передаточное число в коробке передач автомобиля на j -ой передаче;

$u_{рк}$ – передаточное число в раздаточной коробке (при отсутствии раздаточной коробки в трансмиссии автомобиля $u_{рк}=1$);

u_{zn} – передаточное число главной передачи автомобиля.

Формулы для расчета радиуса качения колес автомобиля r_o , силы сопротивления воздуха движению автомобиля F_ϵ и выбор коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии автомобиля η_{mp} приведены соответственно в разделах 3.4, 3.5 и 3.6 настоящего пособия.

Если скорость движения автомобиля V_a подставляется в формулу для определения силы сопротивления воздуха движению автомобиля в км/ч, то полученное значение F_ϵ следует разделить на $3,6^2 \approx 13$.

Сила сопротивления качению колёс автомобиля F_f при его движении по горизонтальной опорной поверхности определяется в H по формуле:

$$F_f = G_a \cdot f, \quad (4.10)$$

Коэффициент сопротивления качению f определяется экспериментально и, в основном, зависит от материала и конструкции шин, давления воздуха в них, твердости и состояния дорожного покрытия, сопротивления подвески деформациям при перекачивании колес через неровности дороги и режима движения автомобиля.

Коэффициент сопротивления качению f изменяется в широких пределах: от 0,005 ... 0,010 на асфальтобетонном или цементобетонном покрытии в хорошем состоянии до 0,15 ... 0,30 на сухом песке.

Коэффициент сопротивления качению f при увеличении скорости автомобиля возрастает. При номинальных нагрузке на колесо и давлении воздуха в шине рост коэффициента f становится заметным при $V_a = 15 \dots 20$ м/с (54 ... 72 км/ч).

Значение коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости движения автомобиля может быть определено по эмпирической формуле:

$$f = f_v = f_o \cdot [1 + (0,006 \cdot V_a)^2], \quad (4.11)$$

где f_o – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (рекомендуемое для расчета значение $f_o = 0,007$);

V_a – скорость движения автомобиля, км/ч.

Значения коэффициентов сопротивления качению f и соответствующие им значения сил сопротивления качению F_f , номер передачи в КП u_j , значения коэффициентов учета вращающихся масс δ_j на каждой из передач, также как и параметры V_a , F_k и F_ϵ заносятся на всех передачах в таблицу 4.2.

4.4.2 Практическое использование тяговой характеристики автомобиля

С помощью графика тяговой характеристики (см. рисунок 4.2) определяются основные показатели динамичности автомобиля при его равномерном движении:

1) *максимальная скорость движения автомобиля V_{max} .*

Максимальную скорость V_{max} определяют по абсциссе точки пересечения кривых $F_\psi + F_\epsilon$ и окружной силы на высшей передаче F_{kj} (рисунок 4.2), т. к. при этом запас окружной силы, а, следовательно, и ускорение автомобиля равны нулю. Если указанные кривые не пересекаются, то максимальная скорость движения автомобиля V_{max} ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала

двигателя $n_{e \max}$ (угловой скоростью вращения ведущих колес ω_k) при движении автомобиля на высшей передаче в коробке передач и определяется по значению абсциссы точки на тяговой характеристике, полученной при $n_{e \max}$ на высшей передаче в коробке передач.

2) *максимально возможная сила сопротивления дороги $F_{\psi \max}$, которую может преодолеть автомобиль.*

Максимально возможная сила сопротивления дороги, которую может преодолеть данный автомобиль, определяется на низшей передаче в коробке передач. Ее значение $F_{\psi \max} = F_{k \max} - F_v$. При этом F_v соответствует скорости, при которой определяется $F_{k \max}$.

Для определения F_{ψ} , преодолеваемой автомобилем, движущимся со скоростью V_1 , нужно из ординаты F_k (точка “d”) вычесть значение силы сопротивления воздуха F_v (отрезок “bc”) при этой скорости. Сумма отрезков “ab + cd” представляет в масштабе силу сопротивления дороги, которую может преодолеть автомобиль при равномерном движении.

3) *максимальная окружная сила $F_{k \max}$ по сцеплению шин ведущих колес с дорогой F_{ϕ} .*

Предельное значение окружной силы F_k ограничивается силой сцепления ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия F_{ϕ} и определяется по формуле:

$$F_{\phi} = G_{\phi} \cdot \phi, \quad (4.12)$$

где G_{ϕ} — сцепной вес автомобиля, т.е. сила тяжести, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля, H ;

ϕ — коэффициент сцепления шин автомобиля с поверхностью дорожного покрытия.

Если окружная сила F_k меньше силы сцепления, то ведущие колеса катятся без пробуксовки. Если же $F_k > F_{\phi}$, ведущие колеса пробуксовывают, и для движения используется лишь часть силы, равная F_{ϕ} . Остальная часть силы F_k вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравнивает избыток мощности, подводимый к колесам.

Коэффициент сцепления ϕ зависит от типа и состояния дорожного покрытия, рисунка протектора, степени износа шин, внутреннего давления в них, а также от скорости движения автомобиля и вертикальной нагрузки на колеса.

Для автомобильных шин, в зависимости от типа дорожного покрытия, коэффициент ϕ изменяется от 0,08 до 0,90. При построении тяговой характеристики предполагаем, что автомобиль движется по горизонтальной дороге с сухим асфальтобетонным или цементобетонным покрытием, имеющим коэффициент сцепления $\phi = 0,85$.

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, надо, вычислив для заданного значения φ силу сцепления F_φ по выражению (4.12), провести на графике (см. рисунок 4.2) горизонталь. В зоне, расположенной ниже горизонтали, соблюдается условие $F_k \leq F_\varphi$. Зона же, находящаяся выше горизонтали, характеризует невозможность трогания автомобиля с места при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, а при движении — неизбежность остановки. Так, в случае, отображённом на графике (рисунок 4.2), движение или трогание с места на 1-ой передаче возможно лишь со скоростью большей или равной V_φ . Для движения без буксования со скоростью меньшей V_φ на 1-ой передаче, необходимо уменьшить величину подачи топлива, изменив положение педали управления двигателем.

4) критическая скорость $V_{кр,j}$ движения автомобиля по условиям величины окружной силы на ведущих колесах и области устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя.

Абсциссы точек перегиба кривых окружной силы $F_{к,j}$ характеризуют критическую скорость движения автомобиля $V_{кр,j}$ по условию развиваемой окружной силы. При движении со скоростью $V_a > V_{кр,j}$ (где j — номер передачи), случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно увеличивается значение окружной силы $F_{к,j}$ на ведущих колесах. При движении же со скоростью $V_a < V_{кр,j}$, увеличение сопротивления движению снижает скорость автомобиля, что приводит к интенсивному снижению $F_{к,j}$. Таким образом, скорость $V_{кр,j}$ является границей, определяющей область устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя. При $V_a > V_{кр,j}$ движение на j -ой передаче устойчиво, а при $V_a \leq V_{кр,j}$ — движение неустойчиво.

Особыми точками тяговой характеристики автомобиля, которые необходимо определить, являются:

1. Максимальная скорость движения автомобиля V_{max} .
2. Окружная сила $F_{кv}$ при максимальной скорости V_{max} .
3. Максимальная окружная сила на высшей передаче $F_{к max,k}$,
где k - номер высшей передачи.
4. Максимальная окружная сила $F_{к max}$, развиваемая на ведущих колесах автомобиля.
5. Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля V_{min} .
6. Окружная сила по сцеплению шин ведущих колес с дорогой F_φ .
7. Критическая скорость движения автомобиля по условию величины окружной силы на высшей передаче $V_{кр,k}$.

Значения, которые принимают особые точки тяговой характеристики автомобиля, студент приводит в разделе **Заключение** в таблице 3.1

4.5 Мощностная характеристика автомобиля

Для анализа динамических свойств автомобиля можно вместо соотношения сил использовать сопоставление мощности P_k , подводимой к ведущим колесам, с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению.

По аналогии с уравнением силового (тягового) баланса уравнение мощностного баланса можно записать в виде:

$$P_k = P_e + P_{\psi} \pm P_a \quad (4.13)$$

или для случая установившегося движения автомобиля по горизонтальной дороге уравнение (4.13) можно представить в виде:

$$P_k = P_e + P_f \quad \text{или} \quad P_e \cdot \eta_{mp} = F_e \cdot V_a + F_f \cdot V_a.$$

Заменяя обозначения сил их развернутыми выражениями, получим:

$$P_e \cdot \eta_{mp} = k_e \cdot A_e \cdot V_a^3 + G_a \cdot f \cdot V_a.$$

Мощностной баланс автомобиля позволяет 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.

Пользуясь внешней скоростной характеристикой двигателя или данными, приведенными в таблицах 4.1 и 4.2, для каждой передачи строят зависимость $P_e = f(V_a)$. На различных передачах одному и тому же значению n_e соответствует скорость V_a тем меньшая, чем больше передаточное число трансмиссии u_{mp} .

Затем рассчитывают мощность, подводимую на каждой передаче от двигателя к ведущим колесам автомобиля по выражению:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{mp}.$$

Данные заносят в соответствующие строки таблицы 4.3 и строят зависимости $P_{kj} = f(V_{aj})$ для каждой j -ой передачи (рисунок 4.3).

Таблица 4.3 – Данные для построения мощностной характеристики автомобиля

Параметры			Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность		n_{emin}	...	n_m	...	n_p	n_{emax}
P_e	$кВт$							
Передача 1	$\eta_{mp} =$	P_k	$кВт$					
		V_a	$км/ч$					
		V_a	$м/с$					
		P_f	$кВт$					
		P_e	$кВт$					
		I	—					

В нижней части графика помещают характеристику $P_\psi = P_f = f(V_a)$, вверх от которой откладываются значения мощности, затраченной на преодоление сил сопротивления воздуха P_ϵ . Данные мощности определяются из выражений:

$$P_f = F_f \cdot V_a \text{ и } P_\epsilon = F_\epsilon \cdot V_a.$$

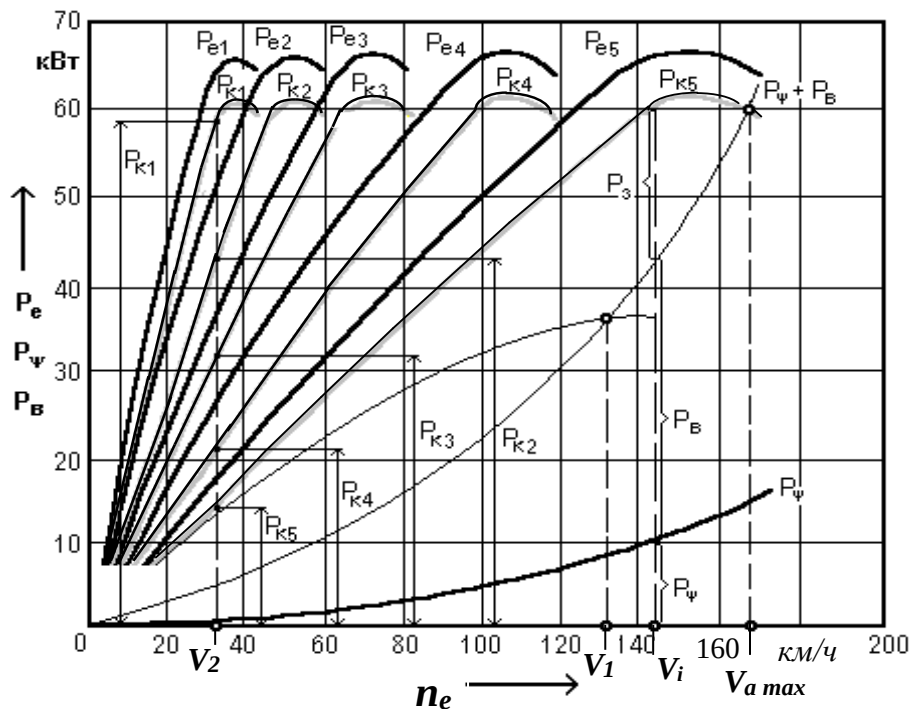


Рисунок 4.3 – Мощностная характеристика автомобиля

Значения сил F_f и F_ϵ для соответствующих скоростей берутся из таблицы 4.2. Если размерность силы задана в H , а скорости – в $м/с$, то получаем значение мощности в $Вт$.

Результаты расчета сводятся в таблицу 4.3.

Наибольшую скорость $V_{a \max}$ при полной подаче топлива автомобиль развивает на высшей передаче, когда мощность $P_{k,5} = P_\psi + P_\epsilon$ (рисунок 4.3) или, если данные кривые не пересекаются, то значение максимальной скорости движения автомобиля ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала двигателя $n_{e \max}$ и определяется по абсциссе значения мощности на ведущих колесах автомобиля, полученной при максимальных оборотах двигателя на высшей передаче в КП.

Для равномерного движения по той же дороге со скоростью V_1 (где $V_1 < V_{a \max}$), водитель должен уменьшить подачу топлива.

Введем понятие о запасе мощности P_3 , равном разности между мощностью, подведенной к ведущим колесам P_k при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, и суммой мощностей сопротивления движению ($P_\psi + P_\epsilon$) при установившемся движении автомобиля.

Отрезок P_z (рисунок 4.3) характеризует запас мощности, который может быть израсходован на разгон автомобиля или на преодоление увеличенного сопротивления дороги при движении автомобиля на высшей передаче со скоростью V_i .

Отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля, к мощности, которую двигатель может развить при полной подаче топлива и той же скорости движения автомобиля (см. соотношение мощностей на рисунке 4.3 при скорости V_i) называют степенью использования мощности двигателя и обозначают буквой I :

$$I = (P_{\psi} + P_e) / P_k = (P_{\psi} + P_e) / (P_e \cdot \eta_{tr}) \quad (4.14)$$

Чем лучше качество дорожного покрытия и меньше скорость автомобиля, тем меньше используемая мощность двигателя. На величину I влияет передаточное число трансмиссии u_{tr} . Автомобиль может двигаться со скоростью V_2 (рисунок 4.3) на 1-ой, 2-ой, 3-ей, 4-ой и 5-ой передачах. При этом величина $P_{k1} > P_{k2} > P_{k3} > P_{k4} > P_{k5}$, следовательно, и $I_5 > I_4 > I_3 > I_2 > I_1$. Значения степени использования мощности двигателя I также заносят в таблицу 4.3.

4.6 Динамическая характеристика автомобиля

4.6.1 Построение динамической характеристики

Методы тягового (силового) и мощностного балансов затруднительно применять при сравнении тягово-динамических свойств автомобилей, имеющих различные снаряженные массы и грузоподъемность, так как при движении их в одинаковых условиях силы и мощности, необходимые для преодоления суммарного дорожного сопротивления, различны. От этого недостатка свободен метод решения уравнения движения с помощью динамической характеристики.

С целью построения графика динамической характеристики воспользуемся безразмерной величиной D – динамическим фактором, равным отношению свободной силы тяги $(F_k - F_e)$ к силе тяжести автомобиля G_a :

$$D = (F_k - F_e) / G_a \quad (4.15)$$

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах в коробке передач и полной нагрузке на автомобиль называют динамической характеристикой автомобиля.

Для расчета динамического фактора D по формуле (4.15) и построения динамической характеристики автомобиля используют значения F_k и F_e в функции скорости движения автомобиля V_a на различных передачах, приведенные в таблице 4.2. В эту же таблицу для различных передач в функции скорости движения автомобиля записывают значения динамического фактора D .

Динамическая характеристика автомобиля приведена на рисунке 4.4.

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, перенесем в уравнении силового баланса (4.5) силу сопротивления воздуха F_{δ} в левую часть уравнения:

$$F_k - F_{\delta} = F_{\psi} + F_a \quad \text{или} \quad F_k - F_{\delta} = G_a \cdot \psi + m_a \cdot \delta \cdot a_x$$

и разделим обе части полученного равенства на силу тяжести автомобиля G_a .

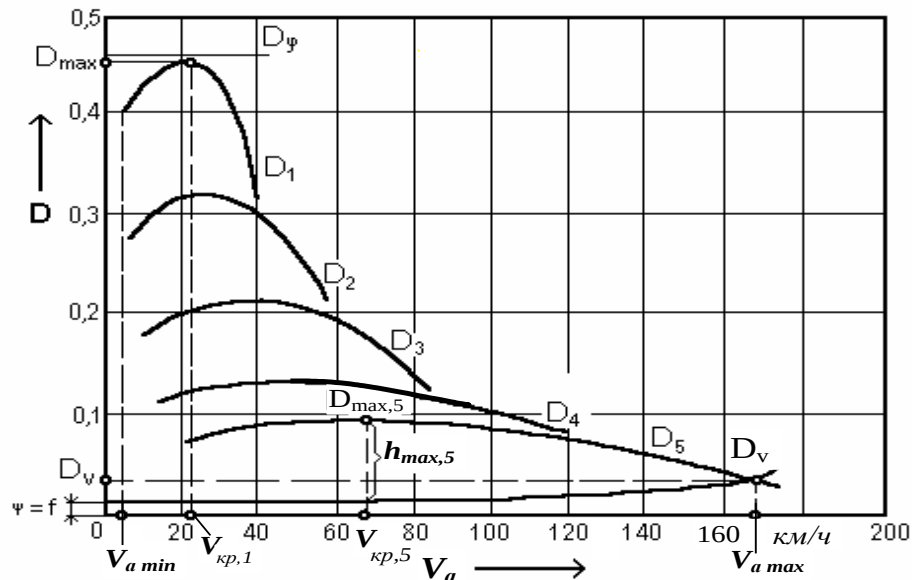


Рисунок 4.4 – Динамическая характеристика автомобиля

Учитывая, что $G_a = m_a \cdot g$, где g – ускорение свободного падения, m/c^2 , окончательно получим:

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot a \quad (4.16)$$

4.6.2 Практическое использование динамической характеристики

По динамической характеристике можно судить о тягово-скоростных свойствах автомобиля. С этой целью по графику (рисунок 4.4) определяются:

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

Принимая во внимание, что при $V_{a \max}$ $a_x = 0$, из уравнения (4.16) получим, что $D = \psi$. Следовательно, $V_{a \max}$ определяется в заданном масштабе абсциссой точки пересечения кривых $D = f(V_a)$ на высшей передаче и $\psi = f(V_a)$. Если вышеуказанные кривые не пересекаются, то значению максимальной скорости движения автомобиля $V_{a \max}$ соответствует абсцисса точки на динамической характеристике автомобиля, полученная при максимальных оборотах коленчатого вала двигателя $n_{e \max}$ на высшей передаче в коробке передач.

В общем случае кривая $\psi = f(V_a)$ является квадратичной параболой, так как $\psi = f_v + i$, а $f_v = f(V_a)$. Динамическая характеристика автомобиля строится в предположении, что автомобиль движется по горизонтальной дороге, т.е. $i = 0$, следовательно, при этом $\psi = f_v$. Динамический фактор при $V_{a \max}$ обозначим через D_v (рисунок 4.4).

2) *Максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на высшей (k-ой) передаче $F_{\psi \max, k}$.*

Ординаты точек перегиба кривых $D_{\max, j}$ определяют $\psi_{\max, j}$ на j-ой передаче.

Максимальный динамический фактор автомобиля $D_{\max}$ (рисунок 4.4) определяет максимальное значение коэффициента дорожного сопротивления, преодолеваемого автомобилем при установившемся движении.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_{\max, k}$, где k – номер высшей передачи, определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых автомобилем без перехода на низшие передачи.

Следовательно, для определения максимального дорожного сопротивления, преодолеваемого автомобилем на высшей передаче $F_{\psi \max, k}$, необходимо по графику динамической характеристики найти $D_{\max, k}$ и определить $F_{\psi \max, k}$ по формуле:

$$F_{\psi \max, k} = \psi_{\max, k} \cdot G_a \text{ или, так как } D = \psi, \quad F_{\psi \max, k} = D_{\max, k} \cdot G_a.$$

3) *Максимальный уклон $i_{\max, j}$, преодолеваемый автомобилем на j-ой передаче.*

В дорожном строительстве тангенс угла наклона дороги к горизонту называют продольным уклоном и обозначают латинской буквой i .

На автомобильных дорогах с твердым покрытием углы подъема и спуска обычно малы и не превышают $4^\circ - 5^\circ$. Для таких углов $\sin \alpha \approx \tan \alpha = i$.

Уклон дороги i и коэффициент сопротивления качению f в совокупности определяют коэффициент сопротивления дороги ψ , т.е. $\psi = i + f$. А так как $D = \psi$, то если известна величина коэффициента сопротивления качению автомобиля в функции скорости его движения $f_v = f(V_a)$, то по разности $(D_{\max, j} - f_v)$ можно определить величину максимального уклона, который сможет преодолеть автомобиль на данной передаче, т.е.

$$i_{\max, j} = D_{\max, j} - f_v.$$

4) *Критическая скорость движения автомобиля $V_{кр, j}$ по условию величины динамического фактора и область устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя.*

Абсциссы точек перегиба кривых динамического фактора $D_{j \max}$ характеризуют критическую скорость движения автомобиля $V_{кр, j}$ по условиям величины динамического фактора. При движении автомобиля на j-ой передаче со скоростью $V_a > V_{кр, j}$, случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно увеличивается значение динамического фактора D_j . При движении же со скоростью $V_a \leq V_{кр, j}$, увеличение сопротивления движению снижает скорость автомобиля, что приводит к интенсивному

уменьшению D_j . Таким образом, скорость $V_{кр,j}$ является границей, определяющей область устойчивого движения автомобиля при полной загрузке двигателя, т.е. при $V_a > V_{кр,j}$ – движение устойчиво, при $V_a \leq V_{кр,j}$ – движение неустойчиво.

Критическая скорость $V_{кр,j}$ определяется на всех передачах.

5) *Зона движения автомобиля без буксования ведущих колес.*

Максимальное значение окружной силы на ведущих колесах $F_{к\ max}$ ограничено сцеплением шин с поверхностью дорожного покрытия, т. е. ограничено силой $F_\phi = \phi \cdot G_\phi$. Поскольку максимальная окружная сила имеет место при движении автомобиля с малой скоростью, то при подсчете динамического фактора, ограниченного сцеплением D_ϕ , в выражении (4.15) пренебрегают силой сопротивления воздуха, т.е. считают, что

$$D_\phi = F_\phi / G_a \text{ или } D_\phi = \phi \cdot (G_\phi / G_a) . \quad (4.17)$$

Отношение G_ϕ / G_a называют *коэффициентом сцепного веса*. Этот коэффициент показывает, какая доля веса автомобиля приходится на ведущие колеса. С увеличением коэффициента сцепного веса автомобиля повышается его проходимость.

6) *Условие безостановочного движения.*

Учитывая формулы (4.16) и (4.17), получим условие безостановочного движения автомобиля, выраженное в динамических факторах:

$$D_\phi \geq D_{max} \geq \psi_{max} .$$

Особыми точками динамической характеристики автомобиля являются:

1. Максимальная скорость движения автомобиля $V_{a\ max}$.
2. Динамический фактор при максимальной скорости движения автомобиля D_v .
3. Максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_{max,k}$, где k – номер высшей передачи.
4. Максимальный динамический фактор автомобиля D_{max} .
5. Максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на высшей передаче $F_{\psi\ max,k}$.
6. Максимальный уклон, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче $i_{max,k}$.
7. Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля $V_{a\ min}$.
8. Динамический фактор по сцеплению шин с поверхностью дорожного покрытия D_ϕ .
9. Критическая скорость движения автомобиля на высшей передаче $V_{кр,k}$.

Значения, которые принимают особые точки динамической характеристики рассматриваемого автомобиля, студент приводит в **Заключении** в итоговой таблице 3.2.

4.7 Разгон автомобиля

Показателями динамических свойств автомобиля при разгоне служат величина ускорения, а также время и путь разгона автомобиля.

4.7.1 Ускорение автомобиля при разгоне

Ускорение автомобиля при разгоне (приемистость) характеризует его способность быстро трогаться с места и увеличивать скорость движения.

Ускорение автомобиля определяют экспериментально или рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес.

Минимальное значение скорости при разгоне $V_{a \min}$ соответствует минимальным устойчивым оборотам коленчатого вала двигателя $n_{e \min}$. В интервале скоростей $0 - V_{a \min}$ автомобиль трогается с места при пробуксовке сцепления и постепенном увеличении подачи топлива.

Величину ускорения в м/с^2 находят из уравнения (4.16), связывающего значение динамического фактора с условиями движения автомобиля. Учитывая, что для горизонтальной дороги $\psi = f_v$, запишем:

$$D - f_v = \frac{\delta}{g} \cdot a_x \quad \text{или} \quad a_x = \frac{D - f_v}{\delta} \cdot g, \quad (4.18)$$

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

При этом значения динамического фактора D_j и соответствующие им значения коэффициентов сопротивления качению f_v в функции скорости автомобиля на каждой из передач берутся из таблицы 4.2.

Для расчета коэффициента учета вращающихся масс автомобиля δ , если известны моменты инерции вращающихся масс маховика, приведенных к нему подвижных деталей двигателя, и колес автомобиля, используется формула (4.4).

Выражение (4.4) можно переписать в виде:

$$\delta = 1 + \sigma_1 \cdot u_{kn}^2 + \sigma_2, \quad (4.19)$$

$$\text{где } \sigma_1 = \frac{J_m \cdot u_{zn}^2 \cdot \eta_{mp}}{m_a \cdot r_o^2}; \quad \sigma_2 = \frac{\sum_{i=1}^n J_{\kappa_i}}{m_a \cdot r_o^2}.$$

Для одиночных автомобилей при их номинальной нагрузке можно считать, что $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,04$.

Определив на каждой передаче коэффициент учета вращающихся масс δ , рассчитывают ускорения a_x на каждой из передач для выбранных ранее точек.

Результаты расчета заносят в таблицу 4.2 и строят график ускорений автомобиля на передачах (рисунок 4.5) в зависимости от скорости его движения.

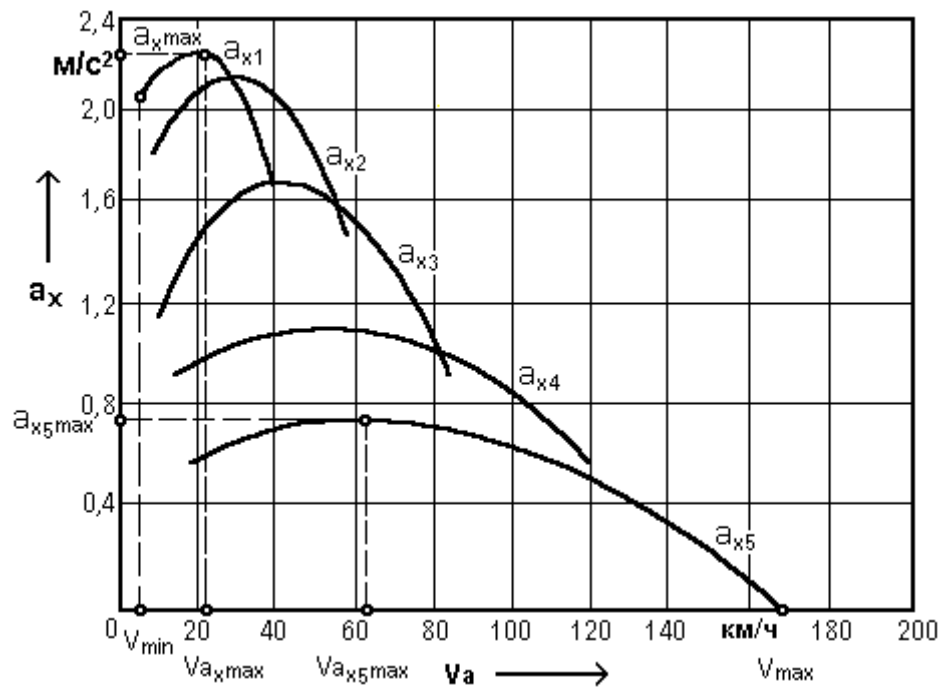


Рисунок 4.5 – Ускорения автомобиля на передачах

У легковых автомобилей при максимальной скорости $V_{a \max}$ ускорение, как правило, равно нулю, так как запас мощности при этом отсутствует. У грузовых автомобилей при $V_{a \max}$ имеется запас мощности, но он для разгона не используется, так как срабатывает ограничитель оборотов двигателя. У грузовых автомобилей и автобусов максимальное ускорение $a_{x \max, 1}$ на 1-ой передаче может быть ниже, чем на 2-ой или примерно одинаковым. Это объясняется большой величиной передаточного числа трансмиссии на этих передачах, вследствие чего резко увеличивается коэффициент учета вращающихся масс автомобиля δ .

Важнейшими точками характеристики ускорений автомобиля являются:

1. Максимальное ускорение $a_{x \max}$.
2. Скорость автомобиля при максимальном ускорении $V_{a_{x \max}}$.
3. Максимальное ускорение на высшей передаче $a_{x \max, k}$.
4. Скорость автомобиля на высшей передаче при максимальном ускорении $V_{a_{x \max, k}}$.
5. Максимальная скорость движения автомобиля $V_{\max}$.

Значения важнейших точек характеристики ускорений автомобиля студент приводит в **Заключении** в итоговой таблице 3.3.

4.7.2 Время и путь разгона автомобиля

Более удобными и наглядными оценочными измерителями интенсивности разгона автомобиля являются время t и путь S разгона автомобиля в заданном

интервале скоростей. Эти параметры могут быть определены экспериментально или расчетным путем.

При расчете принимаются следующие допущения:

- 1) считают, что после включения передачи к колесам автомобиля сразу же передается мощность двигателя, соответствующая полной подаче топлива;
- 2) в каждый момент времени к колесам подводится мощность, определяемая по внешней скоростной характеристике двигателя для частоты вращения, соответствующей скорости движения разгоняющегося автомобиля.

Время и путь разгона автомобиля рассчитывают в предположении, что он разгоняется по ровной горизонтальной дороге при полной подаче топлива на участке длиной 2000 м (ГОСТ 22576-90. АТС. Скоростные свойства. Методы испытаний).

4.7.2.1 Определение времени разгона автомобиля

Трогание с места начинают на передаче, обеспечивающей максимальное ускорение. Для определения наиболее интенсивного разгона в расчет вводят ускорения, соответствующие максимально допустимой скорости движения автомобиля на данной передаче (кривая $a_{0,1}$; $a_{6,1}$; б; в; г; д и е на рисунке 4.6).

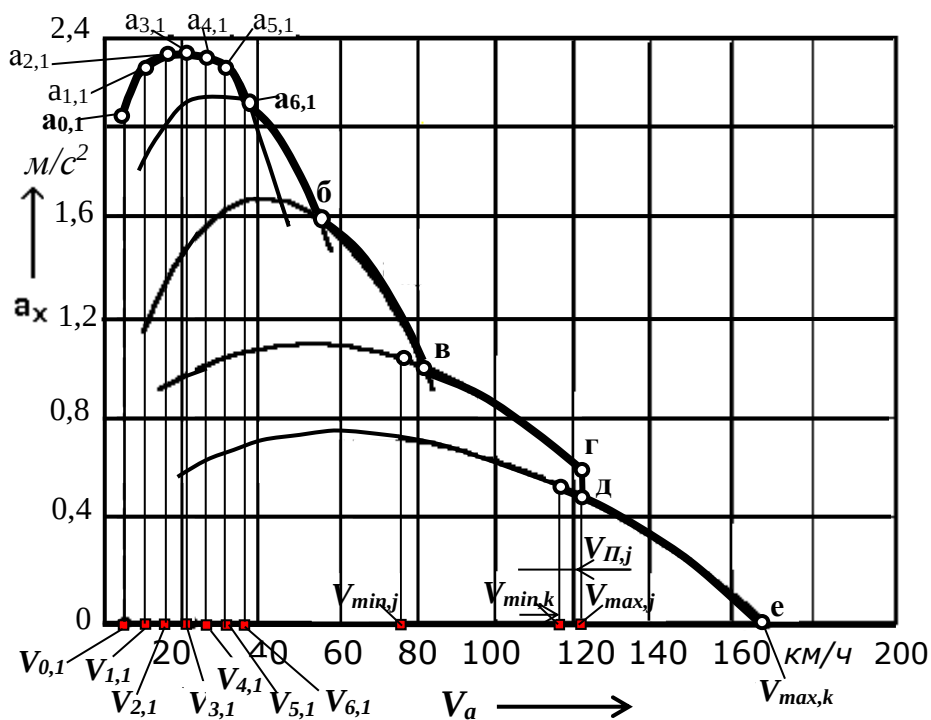


Рисунок 4.6 – К построению характеристики времени и пути разгона автомобиля

Рисунок 4.6 является вспомогательным и в пояснительной записке не приводится. Время разгона автомобиля на j -ой передаче от скорости $V_{min, j}$ до скорости $V_{max, j}$ находят, исходя из следующих соотношений:

$$a_x = \frac{dV_a}{dt}; \quad dt = \frac{dV_a}{a_x}; \quad t = \int_{V_{min, j}}^{V_{max, j}} \frac{dV_a}{a_x}. \quad (4.20)$$

Интегрирование последнего выражения производят численным методом.

С этой целью кривые ускорения на каждой из передач разбивают на 5-6 одинаковых интервалов (рисунок 4.6). Для повышения точности расчета интервал скоростей выбирают равным 4 ... 6 км/ч на низшей передаче, т. е. на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, 6 ... 12 км/ч – на промежуточных и 12 ... 18 км/ч – на высшей передаче.

Предполагается, что в интервале скоростей

$$\Delta V_i = V_{i+1} - V_i, \quad (4.21)$$

где V_i и V_{i+1} – значения скоростей соответственно в начале и конце интервала в м/с, ввиду малости последнего, автомобиль движется равноускоренно с ускорением $a_{i\text{cp}}$ в м/с², равным полу сумме ускорений a_i и a_{i+1} соответственно в начале и конце этого интервала, т.е. :

$$a_{i\text{cp}} = 0,5 \cdot (a_i + a_{i+1}). \quad (4.22)$$

Время движения автомобиля Δt_i в секундах, за которое его скорость возрастает на величину ΔV_i , определяется по закону равноускоренного движения:

$$\Delta t_i = \Delta V_i / a_{i\text{cp}}. \quad (4.23)$$

Общее время разгона автомобиля на j -ой передаче от скорости $V_{\min,j}$ до $V_{\max,j}$, при которой прекращается движение на j -ой передаче, находят суммированием времен разгона в интервалах, т. е.:

$$T_j = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = \sum_{i=1}^n \Delta t_i,$$

где n – число интервалов скоростей на j -ой передаче.

По накопленным значениям Δt_i , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона на j -ой передаче, начиная ее со скорости $V_{\min,j}$. Для передачи, на которой происходит трогание автомобиля с места в начальный момент при $t = 0$ скорость автомобиля принимается равной $V_{a\text{min}}$ (рисунок 4.7).

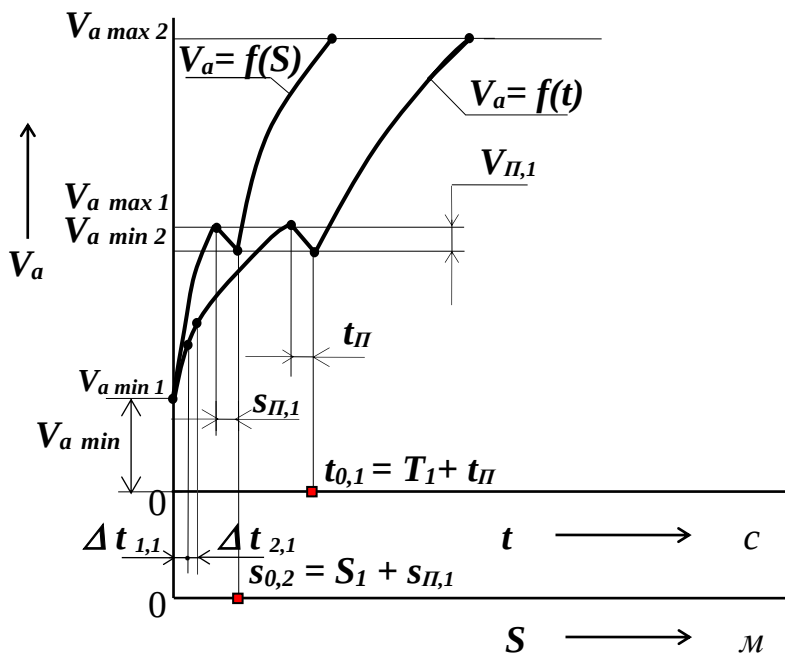


Рисунок 4.7 – График разгона автомобиля на 1-ой и 2-ой передачах

Исходные данные и результаты расчета сводят в таблицу 4.4.

Таблица 4.4 – Данные для построения графика времени и пути разгона автомобиля

№ пере- дачи	№ стро- ки	Пара- метр	Размер- ность	Н о м е р т о ч к и						
				0	1	2	3	4	5	6
1	1	$V_{i,1}$	км/ч	$V_{0,1}$	$V_{1,1}$	$V_{2,1}$	$V_{3,1}$	$V_{4,1}$	$V_{5,1}$	$V_{6,1}$
	2	$V_{i,1}$	м/с	$V_{0,1}$	$V_{1,1}$	$V_{2,1}$	$V_{3,1}$	$V_{4,1}$	$V_{5,1}$	$V_{6,1}$
	3	$\Delta V_{i,1}$	м/с	0	$\Delta V_{1,1}$	$\Delta V_{2,1}$	$\Delta V_{3,1}$	$\Delta V_{4,1}$	$\Delta V_{5,1}$	$\Delta V_{6,1}$
	4	$a_{i,1}$	м/с ²	$a_{0,1}$	$a_{1,1}$	$a_{2,1}$	$a_{3,1}$	$a_{4,1}$	$a_{5,1}$	$a_{6,1}$
	5	$a_{icp,1}$	м/с ²	0	$a_{1cp,1}$	$a_{2cp,1}$	$a_{3cp,1}$	$a_{4cp,1}$	$a_{5cp,1}$	$a_{6cp,1}$
	6	$\Delta t_{i,1}$	с	0	$\Delta t_{1,1}$	$\Delta t_{2,1}$	$\Delta t_{3,1}$	$\Delta t_{4,1}$	$\Delta t_{5,1}$	$\Delta t_{6,1}$
	7	$t_{i,1}$	с	0	$t_{1,1}$	$t_{2,1}$	$t_{3,1}$	$t_{4,1}$	$t_{5,1}$	$t_{6,1}=T_1$
	8	t_{Π}	с	t_{Π}						
	9	$V_{\Pi,1}$	км/ч	$33,5 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}$						
	10	$V_{\Pi,1}$	м/с	$9,3 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}$						
	11	$V_{icp,1}$	м/с	0	$V_{1cp,1}$	$V_{2cp,1}$	$V_{3cp,1}$	$V_{4cp,1}$	$V_{5cp,1}$	$V_{6cp,1}$
	12	$\Delta s_{i,1}$	м	0	$\Delta s_{1,1}$	$\Delta s_{2,1}$	$\Delta s_{3,1}$	$\Delta s_{4,1}$	$\Delta s_{5,1}$	Δs
	13	$s_{i,1}$	м	0	$s_{1,1}$	$s_{2,1}$	$s_{3,1}$	$s_{4,1}$	$s_{5,1}$	$s_{6,1}=S_1$
	14	$s_{\Pi,1}$	м	$(V_{6,1} - 0,5 \cdot V_{\Pi,1}) \cdot t_{\Pi}$						
2	1	$V_{i,2}$	км/ч	$V_{0,2}$	$V_{1,2}$	$V_{2,2}$	$V_{3,2}$	$V_{4,2}$	$V_{5,2}$	$V_{6,2}$
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	7	$t_{i,2}$	с	$t_{0,2}$	$t_{1,2}$	$t_{2,2}$	$t_{3,2}$	$t_{4,2}$	$t_{5,2}$	$t_{6,2}=T_2$
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	13	$s_{i,2}$	м	$s_{0,2}$	$s_{1,2}$	$s_{2,2}$	$s_{3,2}$	$s_{4,2}$	$s_{5,2}$	$s_{6,2}=S_2$
	14	$s_{\Pi,2}$	м	$(V_{6,2} - 0,5 \cdot V_{\Pi,2}) \cdot t_{\Pi}$						

Эта таблица содержит данные, относящиеся к 1-ой передаче (вернее к передаче, на которой происходит трогание автомобиля с места) и частично ко 2-ой передаче. Таблица должна содержать данные, необходимые для построения графика времени и пути разгона автомобиля на всех передачах.

Обозначения, приведенные в таблице 4.4, соответствуют обозначениям, указанным на рисунках 4.6 и 4.7.

Здесь индексы при переменных обозначают: i – номера граничных точек интервалов, на которые разбиты кривые ускорений ($i = \overline{0, n}$, где n – число интервалов); j – номера передач в КП ($j = \overline{1, k}$, где k – номер высшей передачи).

В 1-ю строку таблицы записывают значения скоростей $V_{i,j}$ в км/ч, соответствующие границам интервалов. В рассматриваемом случае число границ i изменяется от 0 до 6, т.е. $i = 0, 1, 2, \dots, 6$. Во 2-ю строку заносятся те же скорости, но в размерности м/с. В 3-ю строку – разность между значениями скоростей в конце и начале интервала, т.е. $\Delta V_{i,j}$, определяемые по формуле (4.21). При этом для 0-ой

точки заносится значение $\Delta V_{0,1} = 0$; для 1-ой точки — $\Delta V_{1,1} = V_{1,1} - V_{0,1}$; для 2-ой точки — $\Delta V_{2,1} = V_{2,1} - V_{1,1}$ и т. д. В 4-ю строку таблицы записывают значения ускорений $a_{i,j}$ в m/c^2 , соответствующие скоростям $\Delta V_{i,j}$, которые определяются по рисунку 4.6; в 5-ю — средние значения ускорений $a_{i\text{ ср},j}$ в интервале, определяемые по формуле (4.22); в 6-ю — время прохождения автомобилем i -го интервала $\Delta t_{i,j}$ в c , которое определяется по формуле (4.23). Суммируя слева направо полученные значения $\Delta t_{i,j}$, определяем время разгона в интервалах и на j -ой передаче в целом, результаты заносим в 7-ю строку таблицы 4.4.

По данным 1-ой и 7-ой строк таблицы 4.4 строится зависимость скорости движения автомобиля от времени разгона на j -ой передаче, т. е. $V_{a,j} = f(t)$ (рисунки 4.7 и 4.8). При этом время $t_{0,1}$, в случае разгона на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, принимается равным нулю, т. е. $t_{0,1} = 0$.

После достижения автомобилем оптимальной по ускорению скорости на j -ой передаче производится переключение на смежную высшую ступень в коробке передач. Значение скорости, до которой следует разгоняться на j -ой передаче, зависит от характера протекания ускорения на данной передаче и смежной с ней высшей. Если кривые ускорений на смежных передачах пересекаются (точки $a_{6,1}$, b и v на рисунке 4.6), то в качестве скорости, соответствующей моменту выключения j -ой передачи, принимается скорость, при которой происходит это пересечение. Если кривые ускорений на смежных передачах не пересекаются (точки $г$ и $д$ на рисунке 4.6), то скорость, при которой начинается переключение, соответствует максимально возможной скорости на данной передаче $V_{max,j}$.

Во время переключения передач с разрывом потока мощности автомобиль движется накатом. Время переключения передач зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. Время движения автомобиля при нейтральном положении в коробке передач t_{Π} для автомобилей с бензиновым двигателем находится в пределах 0,5 ... 1,5 c , а с дизельным — 0,8 ... 2,5 c . При расчетах обычно принимают $t_{\Pi} = 1 c$.

В процессе переключения передач скорость автомобиля уменьшается.

Величину уменьшения скорости $V_{\Pi,j}$ за время движения автомобиля накатом в процессе переключения передач, можно найти, решая уравнение силового баланса:

$$F_k = F_f \pm F_a \pm F_h + F_g.$$

При движении автомобиля накатом окружная сила на ведущих колесах $F_k = 0$; так как автомобиль движется по горизонтальной дороге, то сила сопротивления подъему $F_h = 0$. Пренебрегая сопротивлением воздуха за время переключения передач, т. е. принимая $F_g = 0$, окончательно получим: $F_f \pm F_a = 0$.

Так как автомобиль движется накатом, т. е. с замедлением, то сила сопротивления разгону F_a принимает отрицательное значение.

Следовательно, можно записать, что $F_f = F_a$ или в развернутом виде:

$$G_a \cdot f_v = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV_i}{dt}, \quad \frac{dV_i}{dt} = \frac{f_v \cdot g}{\delta_i},$$

где δ_i – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля при его движении накатом; δ_i может быть принят равным 1,03 ... 1,05. Тогда

$$\frac{dV_{\Pi}}{dt} = 9,3 \cdot f_v \quad \text{или} \quad V_{\Pi} = \int_0^{t_{\Pi}} 9,3 \cdot f_v \cdot dt.$$

Считаем, что за время переключения передач сила сопротивления качению автомобиля не изменяется, т. е. коэффициент сопротивления качению f_v остается постоянным и равным коэффициенту сопротивления качению f_v , полученному при скорости, соответствующей моменту начала переключения передач.

$$\text{Отсюда } V_{\Pi} = 9,3 \cdot f_v \cdot t_{\Pi} \text{ [м/с]} \text{ или } V_{\Pi} = 33,5 \cdot f_v \cdot t_{\Pi} \text{ [км/ч]}. \quad (4.24)$$

Значения времени переключения t_{Π} с j -ой на $(j+1)$ -ую передачу и величины падения скорости $V_{\Pi,j}$ в км/ч, происшедшее за это время, заносят соответственно в 8-ю и 9-ю строки таблицы 4.4 и наносят на график разгона автомобиля.

В 10-ю строку таблицы 4.4 заносят значение $V_{\Pi,j}$, выраженное в м/с.

4.7.2.2. Определение пути разгона автомобиля

Путь разгона автомобиля S за время t определяется из выражения:

$$S = \int_0^t V_a \cdot dt$$

Этот интеграл также вычисляется численными методами.

При равноускоренном движении в интервале скоростей ΔV_i , автомобиль движется со средней скоростью

$$V_{i \text{ ср}} = 0,5 \cdot (V_i + V_{i+1}) \quad (4.25)$$

и проходит путь

$$\Delta s_i = V_{i \text{ ср}} \cdot \Delta t_i. \quad (4.26)$$

Путь разгона автомобиля до заданной скорости определяется суммированием элементарных путей Δs_i на каждом интервале скоростей ΔV_i . Общий путь разгона автомобиля на j -ой передаче S_j от скорости $V_{a \text{ min}, j}$ до скорости $V_{a \text{ max}, j}$ находят суммированием значений пути разгона в интервалах, т. е.

$$S_j = \sum_{i=1}^n \Delta s_i,$$

где n – число интервалов скоростей при движении автомобиля на j -ой передаче.

Значения средних скоростей $V_{i \text{ ср}}$ в интервалах и пути Δs_i , проходимого автомобилем, при заданном приращении скорости, находят соответственно по формулам (4.25) и (4.26) и заносят в 11-ую и 12-ую строки таблицы 4.4.

Значения наращиваемого пути разгона в интервалах и передаче в целом помещают в строку 13 указанной таблицы. При этом путь $s_{0,1}$ на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, принимается равным нулю.

По данным 1-ой и 13-ой строк таблицы 4.4 строят зависимость скорости автомобиля от пути разгона на передаче, т. е. $V_a = f(S)$ (рисунки 4.7 и 4.8).

Путь $s_{\Pi,j}$ в м, пройденный автомобилем за время переключения t_{Π} с j -ой на $(j + 1)$ -ю передачу, определяется по формуле:

$$S_{\Pi,j} = (V_{max,j} - 0,5 \cdot V_{\Pi,j}) \cdot \frac{t_{\Pi}}{3,6}, \quad (4.27)$$

где $V_{max,j}$ – скорость, при которой начинается переключение на смежную высшую передачу, и $V_{\Pi,j}$ – скорость, которая теряется за время переключения передач, выражены в км/ч, а время переключения передач t_{Π} – в секундах.

Значение пути $s_{\Pi,j}$, пройденного автомобилем за время переключения передач, заносят в 14-ую строку таблицы 3.4 и наносят на график разгона автомобиля (рисунок 4.8).

В качестве минимальной (начальной) скорости, с которой начинается разгон на последующей передаче, принимается скорость $V_{min,k}$ (рисунок 4.6), определяемая по выражению:

$$V_{min,k} = V_{max,j} - V_{\Pi,j}.$$

Для определения пути и времени разгона на последующей передаче на графике ускорений участок данного графика от минимальной (начальной) скорости, с которой начинается разгон на последующей передаче, до её максимального значения (от $V_{min,j}$ до $V_{max,j}$ как показано на рисунке 4.6) разбивается на 4-6 интервалов. Значения скоростей и ускорений, соответствующие границам интервалов, записываются в таблицу 4.4 для последующей передачи.

При этом следует помнить, что скорость, с которой начинается разгон на последующей j -ой передаче $V_{0,j} = V_{min,j}$; ускорение на смежной высшей передаче для нулевой точки $a_{0,j}$ определяется по скорости $V_{0,j}$; время $t_{0,j} = T_{(j-1)} + t_{\Pi}$, а $s_{0,j} = S_{(j-1)} + s_{\Pi,(j-1)}$.

Для определения параметров на следующей смежной передаче расчет проводится в том же порядке, что и на предыдущей передаче.

Для построения графика разгона автомобиля время и путь разгона на последующей передаче прибавляется к соответствующим значениям на предыдущей передаче, т. е.

$$t = T_n + t_{\Pi} + \dots + T_j + t_{\Pi} \dots + T_k; \quad (4.28)$$

$$S = S_n + s_{\Pi,n} + \dots + S_j + s_{\Pi,j} \dots + S_k, \quad (4.29)$$

где n – номер передачи, с которой происходит трогание автомобиля с места;
 j – номер промежуточной передачи в коробке передач;
 k – номер высшей передачи.

На высшей передаче данные, которые подставляются в строки 8, 9, 10 и 14 таблицы 4.4, не рассчитываются, т. к. высшая передача является последней.

По ГОСТ 22576 «Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний» при построении графиков времени и пути разгона автомобиля 1 мм на бумажном носителе должен соответствовать: скорость – 0,5 км/ч, путь – 5 м, время – 0,5 с. Для того, чтобы скоростные характеристики времени и пути разгона автомобиля могли разместиться на формате А4 (альбомная ориентация) можно пользоваться следующими масштабами: скорость – 1 (км/ч)/мм, путь – 10 м/мм и время – 1 с/мм.

Если максимальная скорость движения автомобиля превышает 150 км/ч, то при построении вышеуказанных графиков можно использовать масштаб скорости 2 (км/ч)/мм при сохранении прежних масштабов пути и времени.

При построении графика времени и пути разгона автомобиля на высшей передаче правая граница последнего интервала, на которые разбита кривая ускорений на высшей передаче, соответствует максимальной скорости движения автомобиля $V_{a\max}$.

Если при прохождении автомобилем 2000 м максимальная скорость движения на высшей передаче $V_{a\max}$ не достигнута, то по графику определяется скорость прохождения автомобилем 2000-метровой отметки V_{2000} .

Далее, зная скорость прохождения автомобилем этой отметки, по графику (рисунок 4.8) определяется время прохождения автомобилем 2000-метровой отметки t_{2000} . Данные подставляются в таблицу 4.4.

Если автомобиль развивает максимальную скорость $V_{a\max}$ на участке, не превышающем 2000 м, то время прохождения 2000-метровой отметки определяется по формуле:

$$t_{2000} = t_v + \frac{(2000 - S_v) \cdot 3,6}{V_{a\max}}, \quad (4.30)$$

где t_v – время, за которое автомобиль разгоняется до максимальной скорости, с;

S_v – путь, на котором автомобиль разгоняется до максимальной скорости, м.

Значение максимальной скорости автомобиля $V_{a\max}$ подставляется в формулу (4.30) в км/ч.

Образец скоростных характеристик времени и пути разгона автомобиля показан на рисунке 4.8.

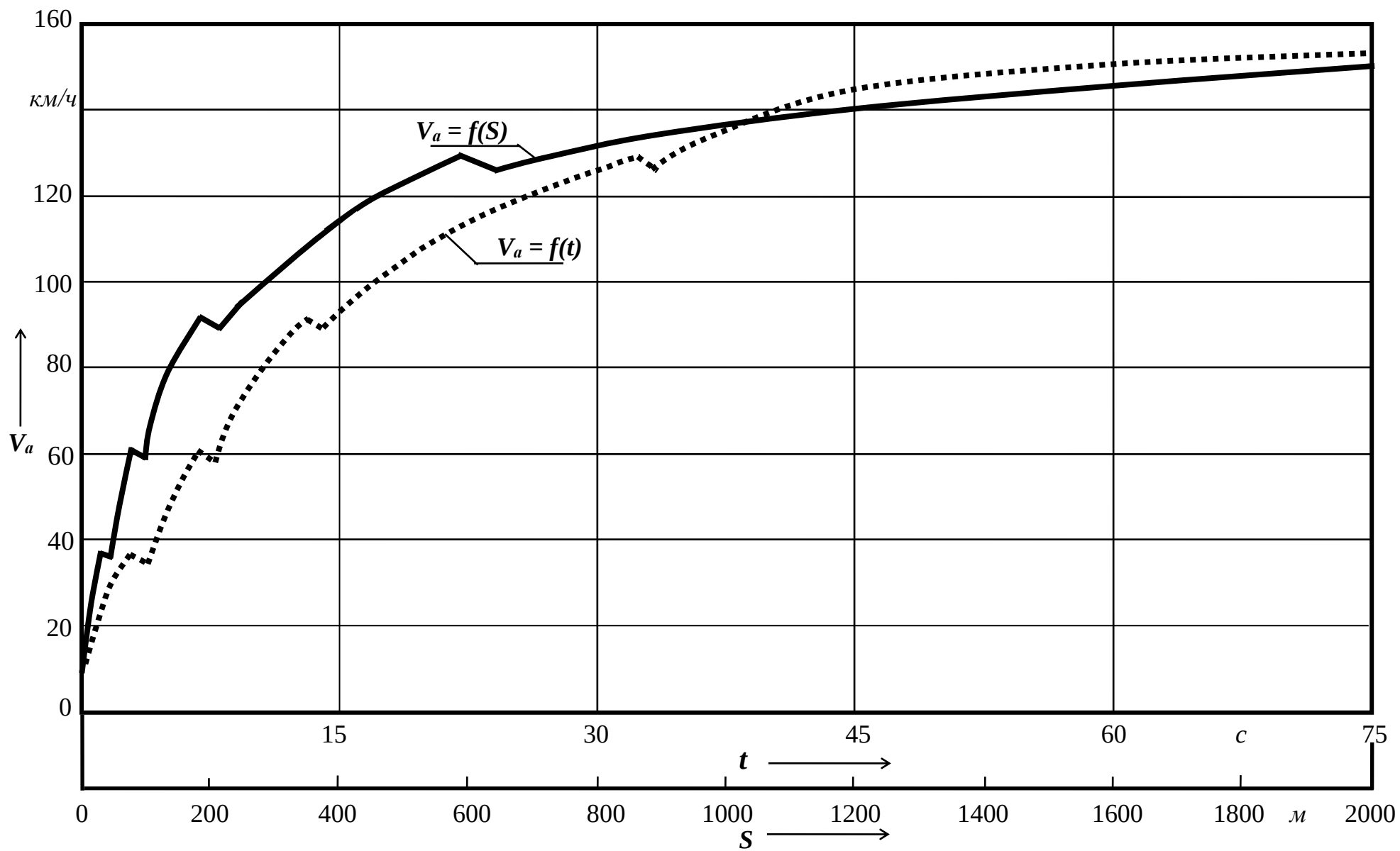


Рисунок 4.8 – Скоростные характеристики времени и пути разгона автомобиля

4.7.2.3 Практическое использование характеристик времени и пути разгона автомобиля

По скоростной характеристике разгона определяются следующие оценочные измерители тягово-скоростных свойств автомобиля:

1) **условная максимальная скорость** $V_{y\max}$ в км/ч.

Данная скорость определяется как средняя скорость прохождения автомобилем последних 400 м двухкилометрового участка:

$$V_{y\max} = \frac{3,6 \cdot 400}{t_{2000} - t_{1600}},$$

где t_{2000} и t_{1600} — время разгона автомобиля на участках протяженностью соответственно 2000 м и 1600 м;

2) **время разгона автомобиля** t_{400} и t_{1000} на участках протяженностью 400 м и 1000 м.

Данные времена, в случае, если путь, на котором автомобиль разгоняется до максимальной скорости, превышает 1000 м, определяются по графикам, приведенным на рисунке 4.8.

3) **время разгона** t_v до заданной скорости V_v :

100 км/ч — для автотранспортных средств полной массой менее 3,5 т;

80 км/ч — для грузовых автомобилей, автобусов (кроме городских) полной массой свыше 3,5 т и автопоездов;

60 км/ч — для городских автобусов.

Данные, определенные по характеристикам времени и пути разгона автомобиля, студент заносит в таблицу 3.4.

5 ОЦЕНКА ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

5.1 Оценочные показатели топливной экономичности автомобиля

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

Топливная экономичность в основном зависит от конструкции автомобиля и условий его эксплуатации. Она определяется степенью совершенства рабочего процесса в двигателе, коэффициентом полезного действия и передаточным числом трансмиссии, соотношением между снаряженной и полной массой автомобиля, интенсивностью его движения, а также сопротивлением, оказываемым движению автомобиля окружающей средой.

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля в странах СНГ и большинстве европейских стран является расход топлива в л на 100 км пройденного пути или путевой расход топлива Q_s , л/100 км.

Согласно ГОСТ 20306 “АТС. Топливная экономичность. Методы испытаний” оценочными показателями топливной экономичности служат:

- 1) контрольный расход топлива;
- 2) расход топлива в магистральном цикле на дороге;
- 3) расход топлива в городском цикле на дороге;

- 4) расход топлива в городском цикле на стенде;
- 5) топливная характеристика установившегося движения;
- 6) топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

Эти оценочные показатели не имеют нормированных значений, их используют при сравнительной оценке уровня топливной экономичности с зарубежными аналогами и косвенной оценки технического состояния автомобилей.

5.2 Построение топливной характеристики установившегося движения автомобиля

Топливная характеристика установившегося движения – это зависимость путевого расхода топлива Q_s от установившейся скорости V_a при движении автомобиля по ровной горизонтальной дороге на высшей передаче в коробке передач.

Статистической обработкой топливно-экономических характеристик двигателей внутреннего сгорания установлено, что удельный расход топлива g_e определяется удельным расходом топлива при максимальной мощности двигателя g_{ep} , степенью использования мощности двигателя I и степенью использования частоты вращения E , т. е.

$$g_e = g_{ep} \cdot k_I \cdot k_E, \quad (5.1)$$

где k_I и k_E – коэффициенты, зависящие соответственно от степени использования мощности и частоты вращения двигателя.

Степень использования мощности двигателя при установившемся движении автомобиля определяется по выражению (4.14).

Степень использования частоты вращения двигателя определяется отношением текущего значения частоты вращения коленчатого вала двигателя n_e к частоте вращения при максимальной мощности n_p , т. е.:

$$E = n_e / n_p. \quad (5.2)$$

Зависимости $k_I = f(I)$ и $k_E = f(E)$ при расчетах могут быть найдены из выражений:

– для дизельных двигателей и бензиновых с впрыском топлива:

$$k_I = 1,20 + 0,14 \cdot I - 1,80 \cdot I^2 + 1,46 \cdot I^3; \quad (5.3)$$

– для карбюраторных двигателей:

$$k_I = 3,27 - 8,22 \cdot I + 9,13 \cdot I^2 - 3,18 \cdot I^3; \quad (5.4)$$

– для двигателей внутреннего сгорания всех типов:

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3. \quad (5.5)$$

Удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности g_{ep} обычно на 5...10 % больше минимального удельного расхода топлива $g_{e \min}$. Последний зависит от типа и конструктивных особенностей двигателя и составляет 260...310 г/(кВт·ч) – для карбюраторных двигателей, 220...250 г/(кВт·ч) – для бензиновых двигателей с впрыском топлива и 195...230 г/(кВт·ч) – для дизельных двигателей. При приближенных расчетах принимают средние цифры.

С энергетической точки зрения режим движения автомобиля при установившейся скорости характеризуется двумя уже известными параметрами: степенью использования мощности $\mathbf{I}$ и частоты вращения $\mathbf{E}$ двигателя.

При построении графика топливной характеристики установившегося движения для $\mathbf{V}_i$ скорости автомобиля на высшей передаче определяются:

1) обороты двигателя $\mathbf{n}_{ei}$, соответствующие заданной в км/ч скорости $\mathbf{V}_i$, и вычисляемые с учетом формулы (4.8) по выражению:

$$n_{ei} = \frac{V_i \cdot u_{mp,\epsilon}}{0,377 \cdot r_o},$$

где $\mathbf{u}_{mp,\epsilon}$ – передаточное число в трансмиссии автомобиля на высшей передаче;

2) значения эффективной мощности на валу двигателя $\mathbf{P}_{ei}^{cm}$, соответствующие полученным оборотам двигателя $\mathbf{n}_{ei}$:

$$P_{ei}^{cm} = P_{emax}^{cm} \cdot \left[a \cdot \frac{n_{ei}}{n_p} + \epsilon \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_p} \right)^3 \right];$$

3) значения мощности, передающейся в трансмиссию автомобиля $\mathbf{P}_{ei}$:

$$P_{ei} = P_{ei}^{cm} \cdot k_{cm};$$

4) значения мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля $\mathbf{P}_{ki}$:

$$P_{ki} = P_{ei} \cdot \eta_{mpi};$$

5) значения мощностей, затрачиваемых на преодоление сил дорожного сопротивления $\mathbf{P}_{\psi i}$ и сопротивления воздуха $\mathbf{P}_{\epsilon i}$ в Вт:

$$\begin{aligned} P_{\psi i} &= F_{\psi i} \cdot V_i \text{ и } P_{\epsilon i} = F_{\epsilon i} \cdot V_i \text{ или} \\ P_{\psi i} &= G_a \cdot f_v \cdot V_i \text{ и } P_{\epsilon i} = k_{\epsilon} \cdot A_{\epsilon} \cdot V_i^2 \cdot V_i, \end{aligned}$$

при этом скорость автомобиля $\mathbf{V}_i$ имеет размерность м/с;

6) значения степени использования мощности $\mathbf{I}_i$ и частоты вращения двигателя $\mathbf{E}_i$ определяются по формулам:

$$\mathbf{I}_i = (P_{\psi i} + P_{\epsilon i}) / P_{ki} \text{ и } \mathbf{E}_i = n_{ei} / n_p.$$

Далее определяются коэффициенты, зависящие от степени использования мощности двигателя $\mathbf{k}_i$, по формулам (5.3) или (5.4) и степени использования частоты вращения двигателя $\mathbf{k}_E$ по формуле (5.5).

Если мощности задаются в кВт, то значения путевых расходов топлива при постоянных скоростях движения автомобиля $\mathbf{V}_i$ на высшей передаче могут быть найдены по выражению:

$$Q_{S_i} = 100 \cdot \frac{g_{ep} \cdot k_{I_i} \cdot k_{E_i} \cdot (P_{\psi i} + P_{\epsilon i})}{\eta_{mp,\epsilon} \cdot \rho_T \cdot V_i}.$$

Если отсутствуют данные о плотности используемого топлива, то можно принимать для бензина $\rho_T = 730 \text{ кг/м}^3$, а для дизельного топлива $\rho_T = 860 \text{ кг/м}^3$.

Расчеты целесообразно выполнять, внося данные в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Данные для построения топливной характеристики установившегося движения автомобиля

V_a , км/ч	n_e , об/мин	P_e^{cm} , кВт	P_e , кВт	P_k , кВт	P_{ψ} , кВт	P_b , кВт	I	E	k_H	k_E	Q_s , л/100 км
V_1											
V_2											
V_3											
•											
•											
•											
V_k											

В таблице 5.1 скорости автомобиля $V_1 = V_{min}$, а $V_k = V_{max}$ при движении автомобиля на высшей передаче, остальные скорости задаются кратными десяти.

По данным таблицы 5.1 строится топливная характеристика установившегося движения автомобиля (рисунок 5.1).

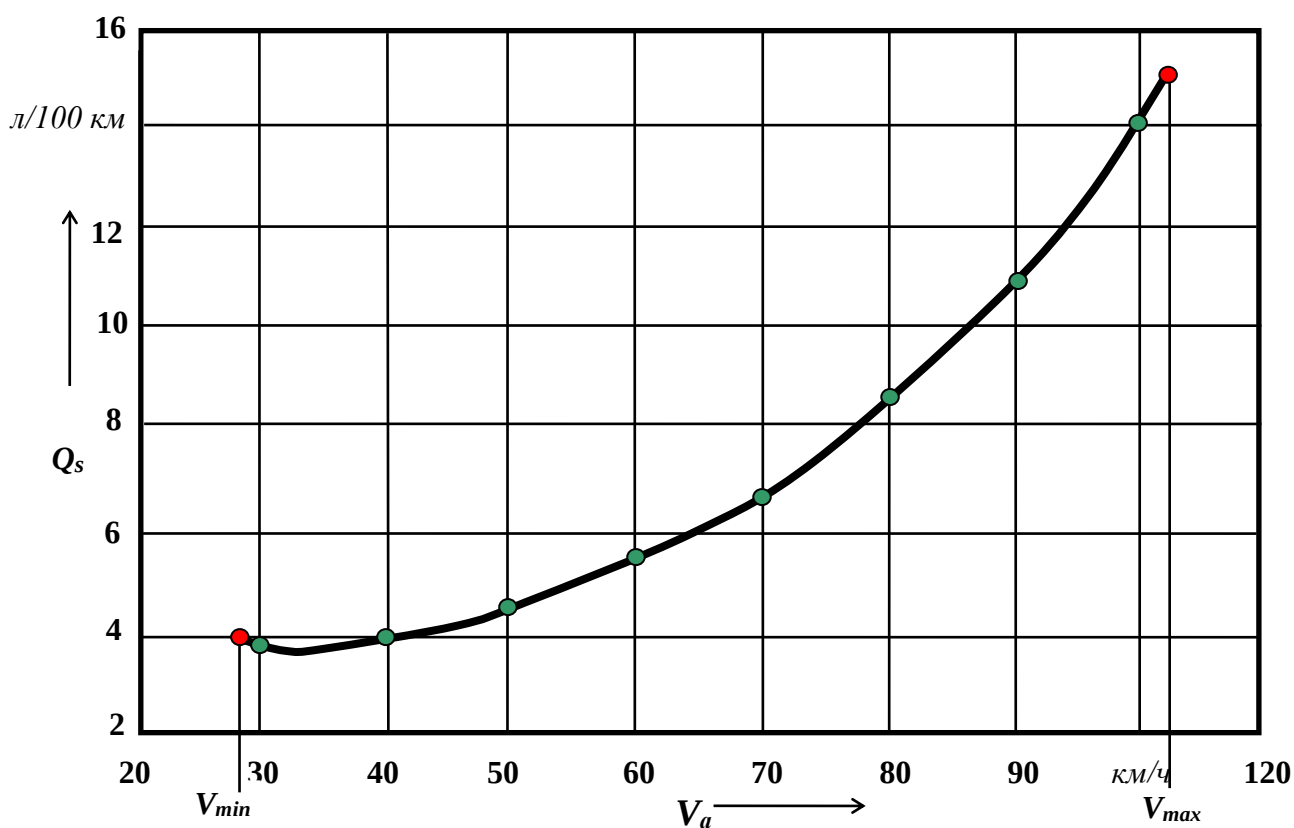


Рисунок 5.1 – Топливная характеристика установившегося движения

Согласно ГОСТ 20306–90. «Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний» 1 мм на графике топливной характеристики установившегося движения соответствует: скорость – 0,5 км/ч; расход топлива – 0,1 л/100 км для АТС полной массой до 3,5 т и 0,2 л/100 км для АТС полной массой свыше 3,5 т. Для того, чтобы топливная характеристика установившегося движения могла разместиться на листе бумаги формата А4 можно задавать масштаб скорости равным 1 (км/ч)/мм; при этом выбор “книжной” или “альбомной” ориентации

зависит от значения максимальной скорости движения автомобиля $V_{a \max}$. Если последняя не превышает 150 км/ч, то для размещения рисунка рекомендуется выбирать “книжную” ориентацию, если превышает – то “альбомную”.

5.3 Практическое использование топливной характеристики установившегося движения автомобиля

По графику топливной характеристики установившегося движения определяют контрольный расход топлива Q_k и эксплуатационный расход топлива Q_{ε} .

Контрольный расход топлива Q_k определяют для всех категорий АТС при движении по прямой горизонтальной дороге протяженностью 1000 м и более на высшей передаче с выдерживанием заданной скорости с точностью ± 2 км/ч.

В зависимости от типа АТС и максимальной скорости устанавливаются следующие значения заданных скоростей движения V_{Qk} :

40 и 60 км/ч – для городских автобусов и полноприводных автомобилей полной массой свыше 3,5 т;

60 и 80 км/ч – для грузовых автомобилей, грузопассажирских (включая полноприводные); автобусов спецназначения, междугородных и международных; автопоездов полной массой свыше 3,5 т;

90 и 120 км/ч – для легковых автомобилей (включая полноприводные), автобусов и грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т.

Если максимальная скорость АТС полной массой до 3,5 т менее 130 км/ч, то расход топлива при 120 км/ч не определяют. Если максимальная скорость АТС меньше заданной или превышает ее на 5 км/ч, то скорость следует задать ближайшую меньшую кратную 10.

При определении эксплуатационного расхода топлива считают, что при неустановившемся движении автомобиля по дорогам с асфальтобетонным покрытием расход топлива оказывается на 10 ... 15 % выше, чем расход, определенный по топливной характеристике установившегося движения при скорости, составляющей 2/3 от наибольшей для автомобилей с карбюраторным двигателем и 3/4 от $V_{a \max}$ – для автомобилей с дизельным двигателем и бензиновых двигателей с впрыском топлива, т. е. для определения эксплуатационного расхода топлива Q_{ε} необходимо:

1) рассчитать скорость $V_{Q_{\varepsilon}}$, при которой определяется эксплуатационный расход топлива Q_{ε} :

$V_{Q_{\varepsilon}} = (2/3) \cdot V_{a \max}$ или $V_{Q_{\varepsilon}} = (3/4) \cdot V_{a \max}$ (в зависимости от типа двигателя);

2) по графику топливной характеристики установившегося движения (рисунок 5.1) для скорости $V_{Q_{\varepsilon}}$ найти расход топлива $Q_{V_{Q_{\varepsilon}}}$;

3) рассчитать значение эксплуатационного расхода топлива Q_{ε} в л/100 км:

$$Q_{\varepsilon} = Q_{V_{Q_{\varepsilon}}} \cdot (1,10 \dots 1,15).$$

Данные, определенные по топливной характеристике установившегося движения автомобиля, студент приводит в итоговой таблице 3.5.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В конце расчетов и построения графиков студент заполняет итоговые таблицы с основными параметрами, характеризующими тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля.

Таблица 3.1 – Данные, определенные по тяговой характеристике автомобиля

Параметр	V_{max}	F_{Kv}	$F_{Kmax,k}$	F_{Kmax}	V_{min}	F_{ϕ}	$V_{kp,k}$
Размерность	км/ч	кН	кН	кН	км/ч	кН	км/ч
Значение							

Таблица 3.2 – Данные, определенные по динамической характеристике автомобиля

Параметр	V_{max}	D_v	$D_{max,k}$	D_{max}	$F_{\psi max,k}$	$h_{max,k}$	V_{min}	D_{ϕ}	$V_{kp,k}$
Размерность	км/ч	—	—	—	кН	—	км/ч	—	км/ч
Значение									

Таблица 3.3 – Данные, определенные по характеристике ускорений автомобиля

Параметр	$a_{x max}$	$Va_{x max}$	$a_{x max,k}$	$Va_{x max,k}$	V_{max}
Размерность	м/с ²	км/ч	м/с ²	км/ч	км/ч
Значение					

Таблица 3.4 – Данные, определенные по характеристикам времени и пути разгона автомобиля

Параметр	$V_{y max}$	t_{400}	t_{1000}	V_z	t_z
Размерность	км/ч	с	с	км/ч	с
Значение					

Таблица 3.5 – Данные, определенные по топливной характеристике установившегося движения автомобиля

Параметр	V_{Q_k}	Q_k	V_{Q_3}	Q_3
Размерность	км/ч	л/100 км	км/ч	л/100 км
Значение				

ЛИТЕРАТУРА

1. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства: Учебное пособие. – М.: Академия, 2004. – 528 с.
2. ГОСТ 4754 - 97. Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 23 с.
3. ГОСТ 5513 - 97. Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. – Технические условия. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 36 с.
4. Европейский Союз. Технические стандарты на автотранспортные средства. Директива Совета 93/53/ЕС от 25 июля 1996 года. Максимальные разрешенные габаритные размеры и нагрузки (веса) автотранспортных средств.
5. Евграфов, А.Н. Аэродинамика автомобиля: учебное пособие/А.Н. Евграфов. – М.: Издательство МГИУ, 2010. – 356 с.
6. Руктешель, О.С. Оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля: Учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 “Автомобилестроение”, 1-37 01 06 “Техническая эксплуатация автомобилей”, 1-37 01 07 “Автосервис”, 1-44 01 01 “Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте”, 1-44 01 02 “Организация дорожного движения” /О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2008. – 63 с.
7. Руктешель, О.С. Тяговый расчёт автомобиля: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 “Автомобилестроение”, 1-37 01 06 “Техническая эксплуатация автомобилей”, 1-37 01 07 “Автосервис”, 1-44 01 01 “Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте”, 1-44 01 02 “Организация дорожного движения” /О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2009. – 44 с.
8. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

СОДЕРЖАНИЕ

с.

Введение	3
1 Методические указания по выполнению курсовой работы	4
2 Варианты заданий	4
3 Определение основных параметров автомобиля.....	7
3.1 Порядок расчета основных параметров.....	7
3.2 Определение полной массы автомобиля.....	7
3.3 Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам.....	9
3.4 Подбор шин и определение расчетного радиуса качения колес.....	11
3.5 Выбор площади лобового сопротивления и определение силы сопротивления воздуха движению автомобиля.....	11
3.6 Определение максимальной мощности двигателя и коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля.....	14
3.7 Определение максимального крутящего момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала, при котором он определен.....	16
3.8 Определение передаточного числа главной передачи.....	17
3.9 Определение передаточных чисел коробки передач.....	18
3.10 Определение передаточных чисел раздаточной коробки.....	22
4 Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля	23
4.1 Скоростные характеристики ДВС	23
4.2 Уравнение движения автомобиля	26
4.3 Уравнение силового (тягового) баланса автомобиля	27
4.4 Тяговая характеристика автомобиля.....	27
4.5 Мощностная характеристика автомобиля.....	33
4.6 Динамическая характеристика автомобиля	35
4.7 Разгон автомобиля.....	39
5 Оценка топливно-экономических свойств автомобиля	49
5.1 Оценочные показатели топливной экономичности автомобиля	49
5.2 Построение топливной характеристики установившегося движения автомобиля	50
5.3 Практическое использование топливной характеристики установившегося движения автомобиля	53
Заключение	54
Литература	55
Приложение А.....	56
Приложение Б.....	57

