

УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра сервиса и эксплуатации транспортных
и технологических машин

К.В. Лялин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Методические указания к выполнению практических работ для студентов всех форм обучения.

Дисциплина «Основы теории эксплуатационных свойств автомобиля»

Екатеринбург

2012

Печатается по рекомендации методической комиссии ЛМФ. Протокол № от года.

Рецензент канд. техн. наук, доцент Есюнин Е.Г.

Редактор

Подписано в печать	Формат 60x84 1/16	Поз.
Печать плоская	Печ. л.	Тираж
Заказ		Цена

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ

Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

G_a – полный вес автомобиля, Н;

G_{oc} – вес, приходящийся на ведущую ось автомобиля, Н;

G_o – собственный вес автомобиля, Н;

G_T – грузоподъемность автомобиля, Н;

m_p – коэффициент изменения нагрузки на ведущую ось ($m_p = 1,20 \dots 1,35$).

η_G – коэффициент использования массы;

r_x – радиус колеса, м;

ψ – коэффициент суммарного сопротивления дороги;

ψ_{max} – коэффициент суммарного сопротивления дороги на первой передаче;

f – коэффициент сопротивления качению;

f_o – коэффициент сопротивления качению при движении со скоростью, менее 60...80 км/ч;

ϕ_x – коэффициент продольного сцепления с дорогой;

v_a – скорость автомобиля, км/ч;

v_{max} – максимальная скорость автомобиля, км/ч;

α_0 – максимальный угол подъема на прямой передаче, град.;

α_{max} – максимальный угол подъема на первой передаче, град.;

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

N_{max} – максимальная мощность двигателя, кВт;

N_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт;

M_{max} – максимальный эффективный момент двигателя, Н·м;

M_e – эффективный крутящий момент двигателя, Н·м;

n_e – эффективная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

n_N – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, мин⁻¹;

n_{max} – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

n_{min} – минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

$C_{1,2}$ – эмпирические коэффициенты;

P_x – тяговое усилие на ведущих колесах, Н;

1. СОДЕРЖАНИЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Содержание курсового проекта

В состав курсового проекта входят: расчетно-пояснительная записка и графическая часть.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- титульный лист;
- содержание,
- введение,
- обоснование исходных параметров для расчета;
- тяговый расчет автомобиля;
- расчет топливно - экономических показателей автомобиля,
- выводы и предложения;
- перечень использованных источников.

В графическую часть проекта должны входить следующие показатели автомобиля:

1. Внешняя скоростная характеристика двигателя;
2. Тяговая характеристика автомобиля;
3. Динамическая характеристика автомобиля;
4. График мощностного баланса автомобиля;
5. График ускорений;
6. График времени разгона;
7. График пути разгона;
8. Топливо-экономическая характеристика.

1.2. Требования к оформлению курсового проекта

Проект должен выполняться в следующей последовательности:

- выбрать задание;

- определить исходные параметры для расчета;
- произвести тяговый расчет автомобиля с построением графиков;
- рассчитать топливно-экономическую характеристику автомобиля;
- сделать выводы и дать предложения.

Объем пояснительной записки 30...40 страниц печатного текста. Выполнять работу следует на бумаге формата А4. В работе должен быть кратко изложен весь порядок расчета с определением используемых параметров, приведены ссылки на страницы используемого литературного источника.

Графическая часть может быть выполнена вручную или на компьютере с использованием графических программ. Вручную графики выполняются карандашом на миллиметровой бумаге. При любых вариантах выполнения на кривых графиков необходимо выделять расчетные точки. На осях координат в обязательном порядке должны быть нанесены шкалы с цифровыми значениями величин в соответствующих размерностях. Каждый график необходимо сопровождать краткой пояснительной надписью.

Оформление пояснительной записки и графической части курсового проекта производить в соответствии с требованиями стандарта предприятия (РГППУ).

2. ВЫБОР ЗАДАНИЯ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Данные задания для выполнения курсового проекта приведены в таблицах 1 и 2, в таблице 1 – для автомобилей категории М (пассажирские), в таблице 2 - для автомобилей категории N (грузовые). По двум последним цифрам шифра зачетной книжки из этих таблиц выбираются категория автомобиля, максимальная скорость и полезная нагрузка автомобиля (число мест или массу полезной нагрузки). Марку прототипа автомобиля студент должен согласовать с преподавателем.

Таблица 1- Исходные данные для расчета автомобилей категории М (пассажирские)

Две последние цифры шифра	Максимальная скорость автомобиля, км/ч	Число мест	Две последние цифры шифра	Максимальная скорость автомобиля, км/ч	Число мест
00	100	4	24	110	20
01	110	4	25	105	25
02	120	4	26	100	30
03	140	4	27	80	32
04	120	5	28	90	32
05	130	5	29	80	42
06	140	5	30	85	48
07	150	5	31	80	50
08	160	5	32	85	54
09	140	6	33	70	60
10	150	6	34	80	60
11	160	6	35	80	64
12	175	6	36	75	70
13	165	6	37	85	70
14	150	7	38	75	80
15	160	7	39	85	80
16	170	7	40	70	90
17	180	7	41	70	100
18	190	7	42	80	100
19	90	8	43	90	100
20	110	8	44	90	110
21	165	8	45	70	120
22	200	8	46	80	120
23	110	10	47	90	120

Таблица 2 - Исходные данные для расчета автомобилей категории N (грузовые)

Две последние цифры шифра	Максимальная скорость автомобиля, км/ч	Масса полезной нагрузки, кг	Две последние цифры шифра	Максимальная скорость автомобиля, км/ч	Масса полезной нагрузки, кг
48	90	1000	74	80	7000
49	100	1000	75	90	7000
50	95	1500	76	100	7000
51	105	1500	77	80	7500
52	95	2000	78	90	7500
53	100	2000	79	80	8000
54	110	2000	80	90	8000
55	80	2500	81	100	8000
56	90	2500	82	80	8500
57	100	2500	83	90	9000
58	105	3000	84	100	9000
59	95	3500	85	80	10000
60	80	4000	86	90	10000
61	90	4000	87	105	10000
62	110	4500	88	85	12000
63	90	4500	89	95	12000
64	100	4500	90	90	14000
65	90	5000	91	80	16000
66	95	5000	92	90	16000
67	105	5000	93	75	18000
68	80	5500	94	95	18000
69	90	5500	95	85	20000
70	110	5500	96	65	27000
71	80	6000	97	50	40000
72	90	6000	98	65	40000
73	110	6000	99	70	40000

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ

При выполнении проекта используются три вида параметров: заданные техническими условиями, выбираемые и расчетные.

3.1. Параметры, заданные техническими условиями

К заданным параметрам относятся: тип автомобиля, грузоподъемность G_T или пассажироместимость, максимальная скорость v_{max} на высшей передаче на горизонтальном участке дороги и соответствующее ей значение коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ , максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на первой передаче ψ_{max} (или D_{max} - максимальный динамический фактор), тип двигателя (карбюраторный или дизель) и тип трансмиссии.

- *грузоподъемность или число мест*, т.е. полезную нагрузку автомобиля рассчитываем по формуле:

$$G_T = m_T g,$$

где m_T - масса полезной нагрузки (задана см. таблицы 1 или 2).

- *максимальная скорость v_{max}* соответствует движению автомобиля по горизонтальной дороге с коэффициентом сопротивления качению $f=0,02...0,04$. Меньшие значения коэффициента f относят к легковым автомобилям, а большие к грузовым. При движении с максимальной скоростью грузовой автомобиль должен иметь некоторый запас мощности, достаточный для преодоления сопротивления дороги, имеющей $f=0,03...0,04$. При v_{max} , превышающей 60...80 км/ч, коэффициент сопротивления качению следует корректировать, пользуясь данными таблицы 3 и формулой (1):

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v_a^2}{2 \cdot 10^4}\right), \quad (1)$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению колес автомобиля при движении со скоростью, менее 60...80 км/ч, в соответствии с данными таблицы 3.

Таблица 3 - Значения коэффициентов сопротивления качению с учетом типа и состояния дороги

Дорожные условия	f_0
С асфальтобетонным и цементобетонным покрытием:	
в хорошем состоянии	0,007...0,015
в удовлетворительном состоянии	0,015...0,020
Булыжная дорога в хорошем состоянии	0,025...0,030
Гравийная дорога в хорошем состоянии	0,020...0,025
Грунтовая дорога:	
сухая укатанная	0,025...0,030
после дождя	0,050...0,150
в период распутицы	0,10...0,25
Суглинистая и глинистая целина:	
сухая	0,04...0,06
в пластическом состоянии	0,10...0,20
Песок:	
сухой	0,100...0,300
сырой	0,06...0,15
Обледенелая дорога	0,015...0,030
Укатанная снежная дорога	0,03...0,05
Рыхлый снег	0,10...0,30

Значения максимальной скорости задаются в соответствии с заданием по таблицам 1, 2.

- коэффициент суммарного сопротивления дороги ψ на прямой передаче определяется по формуле:

$$\Psi = f + tg\alpha , \quad (2)$$

где α - угол подъема, преодолеваемый автомобилем на прямой передаче.

При малых значениях α , характерных для автомобильных дорог с твердым покрытием, можно принять $\cos \alpha = 1, \sin \alpha = tg\alpha = i$ и использовать в расчетах следующую формулу:

$$\Psi = f + i .$$

Угол α характеризует способность автомобиля двигаться в различных условиях без переключения на низшую передачу. Обычно этот показатель условно относят к хорошей дороге с $f = 0,02...0,04$. Согласно ГОСТ 21398-75 грузовые автопоезда с полной нагрузкой должны преодолевать подъем с уклоном t

$i = 3\%$. Для одиночных автомобилей величина преодолеваемого подъема будет иметь большие значения.

- *максимальный коэффициент суммарного сопротивления дороги ψ_{\max}* определяется максимальным углом подъема α_{\max} , который автомобиль должен преодолеть на первой передаче. Согласно ГОСТ 21398-75 для грузовых одиночных автомобилей с полной нагрузкой преодолеваемый уклон дороги должен быть: $i_{\max} \geq 25\%$, а для автопоездов – 18%;

- *коэффициент сцепления φ_x (продольный)*. Коэффициент продольного сцепления выбирают из таблицы 4 для принятого ранее в определении коэффициента сопротивления качению f типа и состояния дороги.

Таблица 4 – Значения коэффициента сцепления φ_x в зависимости от типа и состояния дороги

Тип	Состояние покрытия	
	Сухое	Мокрое
Асфальтобетонное	0,7...0,8	0,35...0,45
Гравийная дорога	0,6...0,7	0,3...0,4
Грунтовая дорога	0,5...0,6	0,2...0,4
Снег	0,2	0,3
Лед	0,1	0,2

- *тип двигателя* обосновывается и выбирается по необходимым технико-экономическим показателям;

- *удельный расход топлива g_e* принимается для двигателя автомобиля – прототипа (согласовать с преподавателем).

- *тип трансмиссии* принимается по типу трансмиссии автомобиля - прототипа.

3.2. Параметры, выбираемые

К ним относятся: собственный вес автомобиля G_0 , распределение веса по осям порожнего G_{01} , G_{02} и груженого G_{a1} , G_{a2} автомобиля, коэффициент обтекаемости K_v и лобовая площадь F_f (или фактор обтекаемости W_v) скорость вращения колес-

чатого вала n_N двигателя при максимальной мощности N_{\max} , механический к. п. д. трансмиссии $\eta_{тр}$.

- полный вес автомобиля G_a .

Собственный вес G_0 (собственную массу автомобиля m_0) рассчитывают по грузоподъемности G_T для этого задаются коэффициентом использования массы:

$$\eta_G = \frac{G_T}{G_0} = \frac{m_T}{m_0},$$

где m_T – масса груза, кг; m_0 – собственная масса автомобиля, кг.

Величины коэффициента использования массы принимается в следующих пределах:

- грузовые автомобили 0,8...1,4
- автобусы 0,4...0,8
- легковые автомобили 0,2...0,6.

Полный вес автомобиля G_a определяют по следующим формулам:

- для легковых автомобилей:

$$G_a = G_0 + 75n + G_B,$$

где n – число пассажиров, включая водителя; G_B – вес багажа (250—500 Н);

- для автобусов городского типа:

$$G_a = G_0 + 75(n + m + 2),$$

- для автобусов междугородного типа:

$$G_a = G_0 + 75(n + 1),$$

где n — число мест для сидения; m — число мест для проезда стоя;

- для грузовых автомобилей:

$$G_a = G_0 + 75n + G_T,$$

где n – число мест в кабине, включая место самого водителя.

По величине нагрузки подбирают размер шин и определяют статический радиус колеса. Для подбора шин надо определить нагрузку, приходящуюся на одно самое нагруженное колесо автомобиля. У легковых автомобилей вес распределяется между передними и задними осями примерно поровну. У грузовых автомобилей с колесной формулой 4x2 на переднюю, ось при полном использовании грузоподъемности приходится около 25—30% нагрузки. Статические на-

грузки по осям автомобиля (на переднюю G_1 и заднюю G_2) можно выбирать с учетом положения центра тяжести автомобиля в продольной плоскости, которые определяются из технической характеристики прототипа [1,2]. На задней оси у грузовых автомобилей обычно монтируются четыре колеса (двухскатные колеса), т.к. шины колес задней оси испытывает большую весовую нагрузку, в сравнении с нагрузкой, приходящейся на шины передних колес, поэтому шины для грузового автомобиля подбирают по весовой нагрузке на одно заднее колесо.

Шины автомобиля выбираются по данным приложений А или Б.

Для выбранной шины в таблицах приложений А или Б даны значения статического радиуса. Статический радиус условно можно считать равным динамическому радиусу колеса и использовать эти значения в расчетах.

- *аэродинамические параметры автомобиля: коэффициент сопротивления воздуха K_B , площадь лобовой поверхности автомобиля F_a , фактор обтекаемости W_e .*

Значения этих параметров берутся из технической характеристики прототипа с необходимой корректировкой в соответствии с данными таблицы 5.

Таблица 5 – Значения аэродинамических параметров автомобиля

Тип автомобиля	Коэффициент сопротивления воздуха, K_B , $H \cdot c^2 / m^4$	Площадь лобовой поверхности автомобиля, F_a , m^2	Фактор обтекаемости автомобиля, W_e , $H \cdot c^2 / m^2$
Легковые:			
- с закрытым кузовом	0,20...0,35	1,6...2,8	0,3...1,0
- с открытым кузовом	0,40...0,50	1,5...2,0	0,6...1,0
Грузовые	0,60...0,70	3,0...5,0	1,8...3,5
Автобусы	0,24...0,40	4,5...6,5	1,1...2,6
Гоночные	0,13...0,15	1,0...1,3	0,13...0,20

- *механический КПД η_{mp}* характеризует потери мощности в трансмиссии. Его значения выбирают из таблицы 6 по прототипу автомобиля, определенному преподавателем.

Таблица 6 – Значения механического КПД, η_{mp}

Тип автомобиля	η_{mp}
Гоночные и спортивные	0,90...0,95
Легковые	0,88...0,92
Грузовые и автобусы	0,80...0,90
Высокой проходимости	0,70...0,85

3.3 Параметры, расчетные

К ним относятся: максимальная мощность двигателя N_{max} , рабочий объем двигателя V_h , передаточное число главной передачи u_0 , передаточное число коробки передач u_k и раздаточной (дополнительной) коробки u_d .

Максимальная мощность двигателя.

Максимальная мощность двигателя рассчитывается в следующей последовательности. Первоначально определяют мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля N_v :

$$N_v = \left(\frac{K_D F_a v_{max}^3}{1000} + \frac{G_a \psi \cdot v_{max}}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{mp}} \quad (3)$$

Коэффициенты суммарного сопротивления дороги при движении на прямой и на первой передаче определяются по формулам:

$$\psi = f + i - \text{на прямой передаче;}$$

$$\psi_{max} = f + \operatorname{tg} \alpha_{max} - \text{на первой передаче.}$$

Далее определяется максимальная мощность двигателя N_{max} в зависимости от его типа по формуле (4):

$$N_{max} = \frac{N_{v \max}}{C_1 \frac{n_{max}}{n_N} + C_2 \left(\frac{n_{max}}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_{max}}{n_N} \right)^3} \quad (4)$$

Значения эмпирических коэффициентов C_1 и C_2 выбираются из таблицы 7.

$$P_{\text{ш}} = \frac{K_B F_a v_a^2}{13} \quad (9)$$

Значения K_B , F_a выбираются из таблицы 5. Площадь лобовой поверхности автомобиля можно определить и по формулам:

- для легковых автомобилей $F_{\text{ла}} = 0,8 B_a \cdot H$,
- для грузовых автомобилей $F_{\text{сп}} = B \cdot H$,

где B_a – габаритная ширина автомобиля, м; B – колея автомобиля, м; H – наибольшая высота автомобиля, м.

➤ Если кривая $N_{\text{ш}}$ на графике ВСХ пересекает кривую эффективной мощности N_e (или хотя бы касается ее), значит, данные для построения ВСХ рассчитаны правильно и автомобиль сможет преодолеть заданный подъем на прямой передаче. В противном случае расчет следует повторить расчет, уточнив исходные параметры.

4. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

4.1. Определение передаточных чисел трансмиссии

4.1.1. Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи u_0 определяется по следующей формуле:

- для легковых автомобилей:

$$u_0 = 0,377 \frac{r_K (1,10 - 1,25) n_N}{v_{\text{max}}}, \quad (10)$$

- для грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями:

$$u_0 = 0,377 \frac{r_K (0,80 - 1,15) n_N}{v_{\text{max}}}, \quad (11)$$

- при установке на автомобиле дизеля:

$$\Rightarrow u_0 = 0,377 \frac{r_K (0,90 - 1,0) n_N}{v_{\text{max}}}. \quad (12)$$

4.1.2. Определение передаточного числа первой передачи

Подбор передаточных чисел коробки передач начинают с расчета передаточного числа первой передачи. Оно должно быть таким, чтобы автомобиль, двигаясь на первой передаче, могло преодолеть максимальный заданный подъем α_{\max} . Передаточное число первой передачи определяется с учетом максимального сопротивления дороги и по условиям буксования ведущих колес автомобиля соответственно по формулам (13), после чего выбирается наименьшее значение:

$$\begin{aligned} u_1 &= \frac{G_0 \psi_{\max} r_K}{M_{\max} \eta_{\text{пр}} u_0}, \\ u_1 &= \frac{m_p G_{oc} \varphi_x \cdot r_K}{M_{\max} \eta_{\text{пр}} u_0}. \end{aligned} \quad (13)$$

4.1.3. Определение передаточных чисел промежуточных передач

После определения передаточного числа первой передачи переходят к подбору передаточных чисел на промежуточных передачах. При этом в первую очередь задаются числом передач. С точки зрения получения хорошей динамичности автомобиля необходимо иметь большое число передач. Однако при ручном переключении передач с увеличением их числа значительно усложняется управление автомобилем. Поэтому практика автомобилестроения выработала для каждого типа автомобиля оптимальное число передач. У легковых автомобилей коробки перемены передач имеют от трех до шести передач, а у грузовых – от четырех до 18.

Для расчета передаточных чисел на промежуточных передачах используют неравенство:

$$\frac{u_1}{u_2} > \frac{u_2}{u_3} > \frac{u_3}{u_4} > \frac{u_4}{u_5} > \dots \quad (14)$$

Для трехступенчатой коробки передач (третья передача является прямой $u_3 = 1$) из (14) получим неравенство:

$$\frac{u_1}{u_2} > \frac{u_2}{u_3},$$

откуда

Таблица 7 – Значения эмпирических коэффициентов C_1 и C_2

Тип двигателя	C_1	C_2
Карбюраторный	1,0	1,0
Дизель с неразделенной камерой сгорания	0,5	1,5
Дизель с предкамерой	0,6	1,4
Дизель с вихревой камерой	0,7	1,3

Рабочий объем двигателя V_h (литраж):

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{\max}}{p_{eN} \cdot n_N}, \text{ л}$$

где τ — тактность двигателя; p_{eN} — среднее эффективное давление при максимальной мощности N_{\max} , $p_{eN} = 0,6 + 1,0$ МПа; n_N — частота вращения коленчатого вала двигателя при N_{\max} , об/мин.

Эффективная мощность двигателя.

Эффективная мощность двигателя определяется по формуле (5):

$$N_e = N_{\max} \left[C_1 \frac{n}{n_N} + C_2 \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (5)$$

Эффективный крутящий момент двигателя.

Эффективный крутящий момент M_e определяется по формуле (6):

$$M_e = \frac{9554 N_e}{n_e}. \quad (6)$$

Определение значений расчетных точек кривых $N_e = f(n)$ и $M_e = f(n)$ производится для нескольких значений частоты вращения вала двигателя n в интервале от n_{\min} до n_{\max} с шагом 400 мин^{-1} .

По полученным значениям зависимостей $N_e = f(n)$ и $M_e = f(n)$ строится внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХ). ВСХ представляет собой график зависимости эффективной мощности N_e и эффективного крутящего момента M_e двигателя от частоты вращения коленчатого вала n_e или скорости автомобиля в соответствии с рисунком 1.

Скорость автомобиля v_a , км/ч, рассчитывается по формуле:

$$v_a = 0,377 \frac{r_k \cdot n_e}{u_k \cdot u_0} \quad (7)$$

Перед построением графика ВСХ расчетные данные необходимо свести в таблицу 8.

Таблица 8 – Расчетные данные для построения ВСХ

$n_e, \text{мин}^{-1}$	850	1260	1650	2060	2450	2850	3250	3650
$v_a, \text{км/ч}$								
$N_e, \text{кВт}$								
$M_e, \text{Н·м}$								
$N_{\psi}, \text{кВт}$								

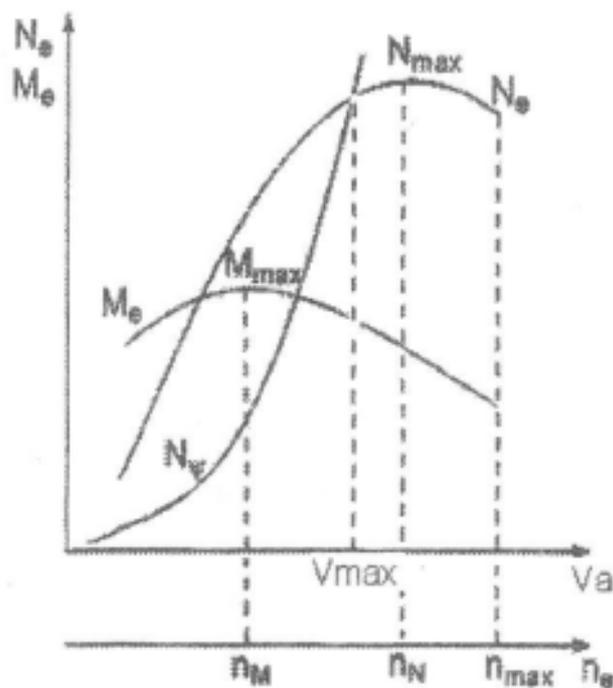


Рисунок 1 - График внешней скоростной характеристики двигателя

По ВСХ можно определить тяговые свойства при движении автомобиля на прямой передаче.

Проверка на возможность преодоления на прямой передаче заданного подъема.

$$N_{\psi} = \frac{(G_a \Psi_0 + P_w) v_a}{3600 \eta_{\text{пр}}} \quad (8)$$

Сила сопротивления воздуха, P_w определяется по формуле:

$$u_2 < \sqrt{u_1}. \quad (15)$$

Для четырехступенчатой коробки ($u_4 = 1$)

$$\frac{u_1}{u_2} > \frac{u_2}{u_3}; \quad \frac{u_1}{u_2} > \frac{u_3}{u_4}. \quad (16)$$

Решая неравенства (16), имеем

$$u_2 < \sqrt[3]{u_1^2}; \quad u_3 < \sqrt[3]{u_1}. \quad (17)$$

Для пятиступенчатой коробки, имеющей четвертую прямую, а пятую ускоряющую передачи, передаточные числа u_2 и u_3 рассчитывают по формулам (17). Если у пятиступенчатой коробки передач прямой передачей является пятая, то $u_5 = 1$, и из (14) получим условия:

$$\frac{u_1}{u_2} > \frac{u_2}{u_3}; \quad \frac{u_1}{u_2} > \frac{u_3}{u_4}; \quad \frac{u_1}{u_2} > \frac{u_4}{u_5}.$$

Из этих условий:

$$u_2 < \sqrt[4]{u_1^3},$$

$$u_3 < \sqrt[4]{u_1^2},$$

$$u_4 < \sqrt[4]{u_1}.$$

Передаточные числа, рассчитанные по этому методу, являются ориентировочными и при конструировании коробки передач могут быть изменены. При этом важно, чтобы выполнялось неравенство (14), т.е. передаточные числа на высших передачах должны быть сближены.

Если в коробку передач вводится ускоряющая передача, служащая не для разгона, а для движения по хорошей дороге с высокой топливной экономичностью, то передаточное число этой передачи выбирают в пределах 0,65...0,80.

4.1.4. Определение передаточного числа дополнительной коробки передач

Дополнительная коробка передач может иметь как повышающую (демультипликатор), так и понижающую передачи, поэтому расчет передаточных чисел производится для каждой передачи в отдельности.

- Определение передаточного числа понижающей передачи демультипликатора u_0 производится по формуле:

$$u_0 = \frac{G_a \psi_{\max} r_k}{M_{e\max} \eta_{mp} u_0 u_1} \quad (18)$$

Полученное передаточное число демультипликатора проверяют на отсутствие буксования ведущих колес по методике, аналогичной для проверки первой передачи в коробке перемены передач.

Определение передаточного числа понижающей передачи раздаточной коробки u_p производится по формуле:

$$u_p = \frac{G_a \psi_{\max} r_k}{M_{e\max} \eta_{mp} u_0 u_1} \quad (19)$$

Выбранное передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки проверяют по значению обеспечиваемой минимальной скорости движения автомобиля, определяемой по формуле:

$$v_{\min} = 3,6 \frac{r_k n_{\min}}{u_0 u_1 u_p} \quad (20)$$

Минимальная скорость движения автомобиля должна быть в пределах 1,5...2,5 км/ч.

4.2. Определение основных параметров динамичности автомобиля

Основными параметрам, характеризующими динамические качества автомобиля являются: тяговая характеристика, динамическая характеристика, мощностной баланс, ускорение автомобиля при разгоне, время и путь разгона.

Для построения тяговой характеристики автомобиля необходимо рассчитать силу тяги на его ведущих колесах P_k , определить суммарную силу сопротивления движению P_c и силу сопротивления воздуха P_w .

Определение силы тяги на ведущих колесах авомобиля P_k производится по формуле:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} \quad (21)$$

Суммарная сила сопротивления P_c определяется по формуле:

$$P_c = P_w + P_v \quad (22)$$

$$P_{\psi} = G_a \psi. \quad (23)$$

При этом сила сопротивления воздуха P_w определяется по формуле (9).

Расчет производится для всех передач и строится график тяговой характеристики автомобиля - зависимость P_k и P_c от v_a в соответствии с рисунком 2.

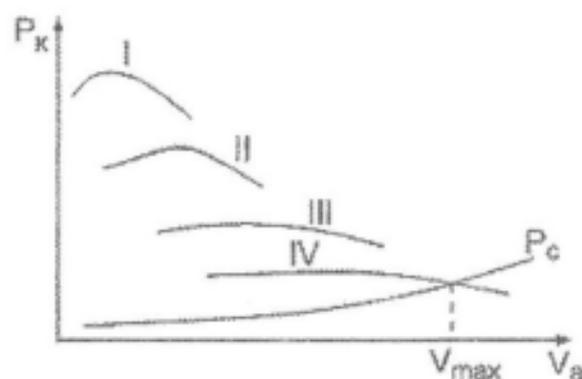


Рисунок 2 - График тяговой характеристики автомобиля

I – IV – номера передач.

Результаты вычислений исходных данных для построения тяговой характеристики автомобиля должны быть сведены в таблицу 9.

Таблица 9 – Данные для построения тяговой характеристики автомобиля

Передача	$n_e, \text{мин}^{-1}$	$v_a, \text{км/ч}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$P_k, \text{Н}$	$P_c, \text{Н}$
I	1000				
II				
III					
....					

Для построения динамической характеристики автомобиля необходимо определить динамический фактор (коэффициент динамичности). Коэффициент динамичности D определяется по формуле:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}. \quad (24)$$

Значения P_k и P_w находятся по формулам (21) и (9), соответственно. Расчет производится для всех передач, результаты сводятся в таблицу и строится график зависимости D от v_a в соответствии с рисунком 3.

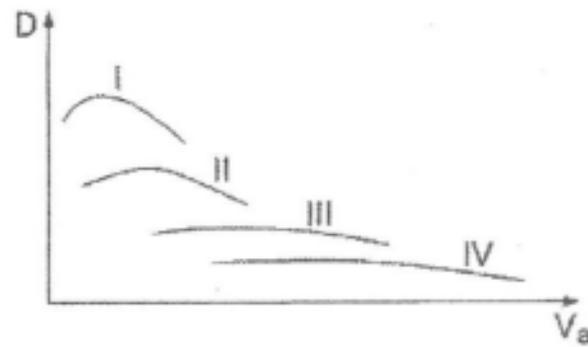


Рисунок 3 - График динамической характеристики

Мощность тягового усилия N_T определяется по формуле:

$$N_T = \frac{P_x v_a}{3600} \quad (25)$$

Мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления воздуха N_w и на преодоление сопротивления дороги N_c , определяются по формулам:

$$N_w = \frac{P_w v_a}{3600};$$

$$N_v = \frac{P_v v_a}{3600};$$

$$(26)$$

$$N_c = N_v + N_w.$$

Расчет производится для всех передач, результаты сводятся в таблицу и строится график мощностного баланса - зависимости N_T и N_c от v_a для всех передач в соответствии с рисунком 4.

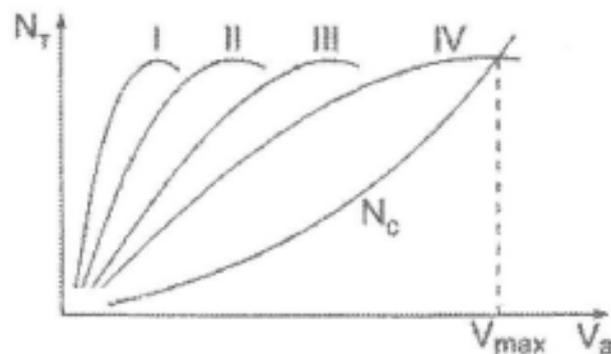


Рисунок 4 - График мощностного баланса

Для построения графика ускорений определяется ускорение автомобиля j по формуле:

$$j_i = \frac{D - f}{\delta_i} g, \quad (27)$$

$$\delta_i = 1 + 0,04(1 + u_i^2), \quad (28)$$

где δ_i – коэффициент учета вращающихся масс на i -ой передаче.

Расчет производится для всех передач во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя от n_{\min} до n_{\max} (от v_{\min} до v_{\max}), результаты сводятся в таблицу и строится график ускорений – зависимости j от v_a , в соответствии с рисунком 5.

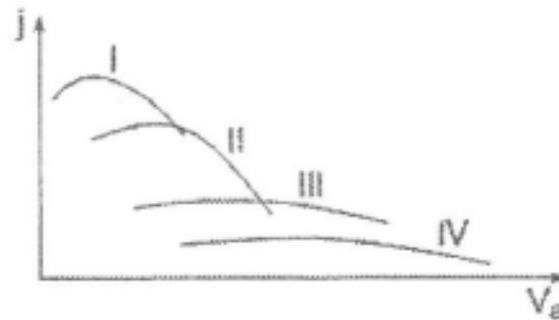


Рисунок 5 - График ускорений автомобиля

Время и путь разгона для построения графиков определяются следующим образом. Кривые графика ускорений j от v_a разбивают на ряд равных отрезков от v_{\min} до v_{\max} , соответствующих интервалам скоростей: на низшей передаче - 2...3 км/ч; на промежуточных передачах - 5...10 км/ч; на высшей передаче - 10...15 км/ч.

Предполагают, что в каждом интервале скоростей разгон происходит с постоянным, средним ускорением:

$$j_{\text{ср}} = \frac{j_1 + j_2}{2}, \quad (29)$$

где j_1, j_2 – ускорение в начале и в конце некоторого интервала скоростей, м/с^2 .

Среднее ускорение можно так же рассчитать, зная значения скорости в начале и конце интервала. Так, например, при изменении скорости от v_1 до v_2 среднее ускорение равно:

$$j_{\text{ср}} = \frac{\Delta v}{\Delta t}, \quad (30)$$

где Δv и Δt – скорость и время разгона в заданном интервале скоростей, с.

Преобразуя выражение (30), получим:

$$\Delta t = \frac{\Delta v}{3,6 j_{cp}} \quad (31)$$

К полученному значению времени разгона следует прибавить время, затрачиваемое на переключение передач. Для первой передачи время переключения равно 0 с, для второй – 0,4 с, для третьей – 0,8 с, для четвертой – 1,2 с. и т.д.

Для нахождения пути разгона автомобиля используются те же интервалы скоростей, что и для нахождения времени разгона. При этом считается, что в каждом интервале скоростей автомобиль движется равномерно со средней скоростью v_{cp} , км/ч:

$$v_{cp} = \frac{v_1 + v_2}{7,2} \quad (31)$$

Определим путь разгона за время Δt :

$$\Delta S = v_{cp} \Delta t \quad (32)$$

Результаты вычислений сводятся в таблицу. По результатам расчета строится график зависимости S и t для каждой передачи от v_a в соответствии с рисунком 6.

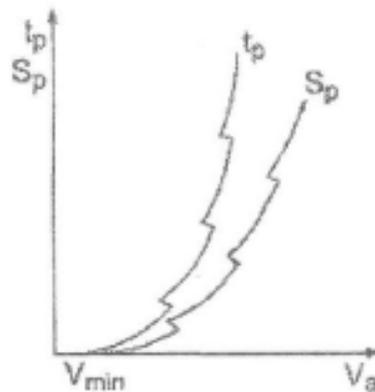


Рисунок 6 - График времени и пути разгона

5. РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Топливо-экономической характеристикой называют зависимости путевого расхода топлива (в л/100 км или в кг/100 км) от скорости автомобиля при различных значениях коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ .

Путевой расход топлива рассчитывают по формулам:

$$Q_s = \frac{g_s \cdot N_e}{10 \cdot v_a}, \quad (33)$$

$$\text{или } Q_s = Q_t \frac{100}{v_a}, \quad (34)$$

где Q_t – часовой расход топлива, кг/ч.

Для построения топливно-экономической характеристики необходимо задается удельным расходом топлива $g_{e\min}$, г/(кВт·ч) по двигателю автомобиля - прототипа и рассчитать часовой расход топлива Q_t и путевой расход топлива Q_s для различных значений коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ .

Расчет топливной экономичности автомобиля проводится в следующей последовательности:

- *определяется максимальный часовой расход топлива.*

Задавшись удельным расходом топлива $g_{e\min}$, определим максимальный часовой расход топлива:

$$Q_{t\max} = \frac{1,2 \cdot g_{e\min} \cdot N_{v\max}}{1000}, \quad (35)$$

- *определяется расход топлива с учетом загрузки двигателя в зависимости от дорожных условий, скорости и частоты вращения коленчатого вала двигателя.*

Задавшись различными величинами коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ (например, $\psi_1 = 0,02$ и $\psi_1 = 0,04$) и значениями частот вращения коленчатого вала двигателя в диапазоне от n_{\min} до n_{\max} или скоростей автомобиля - от v_{\min} до v_{\max} , произведем расчет значений часового расхода топлива для каждого принятого значения $p_e(v_a)$ по формуле:

$$Q_{tr} = Q_{t\max} \left(\frac{n_e}{n_{\max}} \right)^{0,625} = Q_{t\max} \left(\frac{v_{ai}}{v_{\max}} \right)^{0,625}. \quad (36)$$

Часовой расход топлива зависит от загрузки двигателя. Загрузка двигателя, определяется силами суммарного сопротивления движению автомобиля P_c (формула 22) и силой тяги на ведущих колесах P_k (формула 21) с учетом этих параметров для расчетных значений скорости автомобиля v_{ai} , определяем часовой расход топлива:

$$Q_n = Q_m \left[0,26 + 0,74 \left(\frac{P_e}{P_x} \right)^{1,85} \right]. \quad (37)$$

- определяется путевой расход топлива.

Определение путевого расхода топлива производим по формуле (34), подставив в нее полученные значения часового расхода топлива из формулы (37).

- по полученным расчетным точкам Q_{si} строится график зависимости $Q_{si} = f(v_a)$ топливно-экономическая характеристика для различных принятых значений коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ во всем диапазоне частот устойчивого вращения коленчатого вала двигателя от n_{\min} до n_{\max} (от v_{\min} до v_{\max}) в соответствии с рисунком 7.

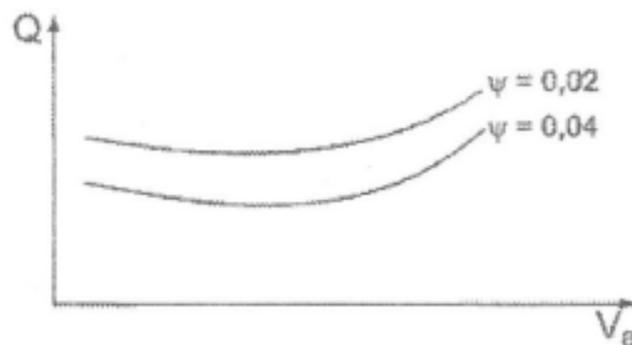


Рисунок 7 – График топливно-экономической характеристики

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

По результатам расчетов студент должен сделать выводы, определить возможные пути улучшения эксплуатационных свойств автомобиля.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Краткий автомобильный справочник [Текст]: в 4 т./ Б.В. Кисуленко и др. М.: ИПЦ «Финпол», 2004. - 667 с.
2. Краткий автомобильный справочник / А.Н.Понизовкин и др. – М.: АО «Трансконсалтинг», НИАТ, 1994.
3. Лялин В.П. Автомобили. Основы теории эксплуатационных свойств: Учеб. пособие. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2006. – 205с.

4. Литвинов А.С, Фаробин Я.Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989.-240 с.ил.

Дополнительная

5. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

6. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1959.- 312 с.

7. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов.- СПб.: БХВ-Петербург, 2006.- 478с.

8. Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории автомобиля и трактора. – М.: Высшая школа, 1977. – 245с. ил.

9. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства. Учебное пособие: – М.: Издательский центр «Академия», 2004.-528 с.

10. Андреев Б. В. Теория автомобиля: Учеб. пособие.- Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1984.- 148 с.

ШИНЫ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, АВТОБУСОВ И ПРИЦЕПОВ

Обозначение шин	Нормальный слой носовых	Нагрузка на шины в Н, при различных внутренних давлениях, МПа											Статический радиус, м	Макс. допустимая скорость, м/с (км/ч)						
		0,28	0,3	0,33	0,35	0,38	0,4	0,43	0,45	0,48	0,5	0,53			0,55	0,58	0,6	0,63	0,65	
		Шины обычные																		
10,00 - 18	12	-	14000	14600	15000	15600	16000	16600	17000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,475	18 (65)
200 - 20	8	8500	8700	9100	9350	9750	10000	-12500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,445	20,8 (75)
8,25 - 20	10	10000	10400	10850	11250	11700	12100	15000	13000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,460	22,2 (80)
260 - 20	10	-	12000	12500	13000	13750	14250	16500	15500	17600	18000	-	-	-	19100	19700	20300	-	0,490	23,5 (85)
260 - 20	12	-	-	14000	14700	15400	16000	18900	17000	20000	20500	18600	25000	-	-	-	-	-	0,490	23,5 (85)
11,0 - 20	12	-	-	-	17000	17700	18300	21000	19600	22500	23200	24000	-	-	-	-	-	-	0,507	22,2 (80)
320 - 508	14	-	-	-	-	-	-	-	21700	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,512	18 (65)
Шины повышенной грузоподъемности																				
180 - 508	6	7400	7700	8000	8500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,405	27,8 (100)
180 - 508	8	7400	7700	8000	8500	8750	9000	9500	10000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,405	27,8 (100)
200 - 508	8	8250	8500	9000	9250	9750	10250	10500	-	-11250	-11500	-12000	-	-	-	-	-	-	0,429	27,8 (100)
200 - 508	10	8250	8500	9000	9250	9750	10250	10500	11000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,429	27,8 (100)
220 - 508	8	-	9500	10000	10500	11000	11500	12000	12500	12750	13250	13500	14000	-	-	-	-	-	0,443	27,8 (100)
220 - 508	10	-	9500	10000	10500	11000	11500	12000	12500	14700	15000	-	-	-	-	-	-	-	0,443	27,8 (100)
240 - 508	10	10900	11300	11700	12400	12700	13100	13800	14400	14700	15000	15700	16300	-16700	-	-	-	-	0,460	27,8 (100)
240 - 508	12	10900	11300	11700	12400	12700	13100	13800	14400	17600	18000	-	-	-	-	-	-	-	0,460	27,8 (100)
260 - 508	10	-	-	14000	14700	15400	16000	16500	17000	17600	18000	18600	19100	19700	20300	-	-	-	0,490	27,8 (100)
260 - 508	12	-	-	14000	14700	15400	16000	16500	17000	19600	20200	20800	-	-	-	-	-	-	0,490	27,8 (100)
280 - 508	12	-	-	-	16300	17000	17700	18400	19000	19600	20200	20800	21600	22000	22400	23600	-	-	0,500	27,8 (100)
280 - 508	14	-	-	-	16300	17000	17700	18400	19000	22300	22800	23500	-	-	26000	-	-	-	0,500	22,2 (80)
300 - 508	12	-	-	-	18400	19300	19900	20800	21400	22300	22800	23500	24100	24700	25300	-	-	-	0,5 К	27,8 (100)
300 - 508	14	-	-	-	18400	19300	19900	20800	21400	24900	25500	26400	27300	-	29400	-	-	-	0,510	22,2 (80)
320 - 508	14	-	-	-	-	-	-	23400	24000	24900	25500	26400	27300	28000	28700	27400	-	-	0,532	22,2 (80)
320 - 508	14	-	-	-	-	-	-	23400	24000	23400	24000	24400	25200	26000	26800	30000	-	-	0,532	22,2 (80)
300 - 559	16	-	-	-	19600	20400	21200	22000	22800	-	-	-	-	-	26800	-	-	-	0,540	22,2 (80)

Обозначение шин: первая цифра обозначает условную ширину профиля шины в дюймах (мм), вторая - посадочный диаметр шины (колеса) в дюймах (мм), например, 11,0 - 20 (277 - 504)

ШИНЫ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Обозначение шин	Нагрузка на шины, Н, при различных внутренних давлениях, МПа													Статический радиус, м	Максимально допустимая скорость, м/с (км/ч)	
	0,12															
	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24			0,25
130 - 330	2100	2250	23500	2450	2600	2750	-	-	-	-	-	-	-	-	0,283	26,5 (95)
145 - 330	2000	2100	2250	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,292	20,8 (75)
155 - 330	-	-	2900	3000	3150	3300	-	-	-	-	-	-	-	-	0,290	34,7 (125)
145 - 380	-	-	2900	3000	3150	3300	-	-	-	-	-	-	-	-	0,315	32 (115)
165 - 380	-	-	3400	3450	3500	3600	-	-	-	-	-	-	-	-	0,331	25 (90)
170 - 380	-	-	4350	4500	4700	4850	5050	-	-	-	-	-	-	-	0,335	36,1 (130)
180 - 380	-	-	4650	4900	5050	5200	5450	5600	5900	-	-	-	-	-	0,380	34,7 (125)
210 - 380	-	-	5750	6000	6200	6400	6600	6800	-	-	-	-	-	-	0,350	41,7 (150)
215 - 318	-	-	-	-	-	-	-	6000	6500	6750	7000	7250	7500	-	0,370	25 (90)
7,00 - 15	-	-	4250	4400	4600	4800	4950	5100	5400	5550	5700	5850	6050	-	0,352	34,7 (125)
5,00 - 16	-	-	-	2550	2650	2750	2850	2950	3200	-	-	-	-	-	0,315	25 (90)
6,00 - 16	-	-	-	3400	3550	3700	3850	4000	4400	4600	-	-	-	-	0,343	29,2 (105)
6,50 - 16	-	-	-	3900	4050	4300	4450	4600	4900	5050	5200	5350	5500	-	0,362	25 (90)
7,50 - 16	-	-	-	5000	5300	5600	5900	6200	6700	7000	7300	7600	7850	-	0,375	39 (140)