



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И КУЛЬТУРЫ  
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ**

**КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
ИМ. И. РАЗЗАКОВА**

**Кафедра «Автомобильный транспорт»**

## **АВТОМОБИЛИ**

**Методические указания к выполнению  
курсового проекта по дисциплине «Автомобили»  
для студентов специальностей 552101.01 - «Автомобили и автомобильное  
хозяйство» и 552101.02 - «Эксплуатация транспортных и техноло-  
гических машин и оборудования» (Автосервис) всех форм обучения**

**Бишкек 2011**



Рассмотрено  
на заседании кафедры  
«Автомобильный транспорт»

Одобрено  
Учебно-методической комиссией  
ФТиМ

Составители: ДРЕСВЯННИКОВ С.Ю., КАЛНАЗАРОВ У.А.

УДК 629.113.073.001

Автомобили: Метод. указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Автомобили» для студентов специальностей 552101.01 - «Автомобили и автомобильное хозяйство» и 552101.02 - «Эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования» (Автосервис) всех форм обучения /Кыргыз. техн. ун-т; Сост. ст. преп. С.Ю. Дресвянников, преп. У.А. Калназаров Б.: ИЦ «Текник», 2011. - 62 с.

Даны цели, задачи, объем и содержание расчетной и графической частей курсового проекта. Приведены варианты заданий для студентов и пример расчета курсового проекта. Рассматривается расчет тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей с механической трансмиссией.

Предназначены для студентов всех форм обучения, изучающих дисциплину «Автомобили».

Рецензент: канд. техн. наук., доц. Акунов Б.У.



## ВВЕДЕНИЕ

Автотранспортным называют безрельсовое транспортное средство, тяговая сила которого создается работой двигателя (источника энергии) и взаимодействием ведущих колес с опорной поверхностью. Теория эксплуатационных свойств автомобиля - это наука, изучающая группы свойств, характеризующих возможность эффективного использования автомобиля в определенных условиях эксплуатации и позволяющих оценить, в какой степени его конструкция отвечает этим условиям. Знание теории эксплуатационных свойств автомобиля необходимо при проектировании и доводке новых моделей, для рационального выбора и использования в заданных условиях эксплуатации. Повышение производительности автомобилей и снижение себестоимости перевозок невозможно без изучения эксплуатационных свойств автомобиля.

Теория автомобиля рассматривает его эксплуатационные свойства, непосредственно связанные с движением. К ним относят: тягово-скоростные и тормозные свойства, топливную экономичность, управляемость, устойчивость, проходимость и плавность хода. Важнейшими из них являются тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобилей при выполнении ими транспортной работы в различных дорожно-климатических условиях.

Тягово-скоростные свойства автомобиля характеризуют его способность перевозить грузы или пассажиров с максимально возможной средней скоростью движения при заданных дорожных условиях. На тягово-скоростные свойства наибольшее влияние оказывают мощность двигателя, передаточные числа трансмиссии, КПД трансмиссии.

Топливная экономичность характеризует совокупность свойств, определяющих расход топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Данные методические указания определяют цель, задачи, содержание и объем расчетной и графической частей по расчету тягово-скоростных свойств и топливной экономичности заданного автомобиля, а также требования к оформлению. Подробно указана последовательность расчета при построении каждого конкретного графика. Приведен необходимый справочный материал. В приложениях 1, 2 приведены пример расчета автомобиля и варианты заданий.



## **ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

### **Цель курсового проекта**

Цель курсового проектирования состоит в систематизации и дальнейшем углублении полученных студентами теоретических и практических знаний по дисциплине "Эксплуатационные свойства автомобилей". Эта цель достигается в процессе выполнения курсового проекта при решении следующих задач:

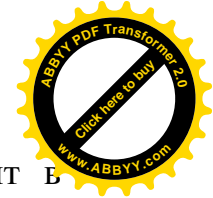
- приобретение навыков самостоятельного использования специальной литературы, посвященной исследованиям эксплуатационных свойств автомобиля;
- использование производственного опыта, анализ и обработка статистических данных;
- приобретение опыта оценки степени соответствия эксплуатационных свойств проектируемого автомобиля действующим требованиям, регламентируемым официальными документами: государственными и отраслевыми стандартами, руководящими техническими материалами.

### **Содержание и объем курсового проекта**

Содержание проекта - расчетное определение оценочных показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности заданного автомобиля. Используемые и полученные результаты составляют расчетную часть курсового проекта. Графическая часть состоит из десяти графиков, построенных по расчетным данным. Возможны два варианта расчетов тяговых свойств автомобиля: поверочный и проектировочный.

Содержанием поверочного варианта является расчет основных характеристик тяговых свойств серийных (иногда опытных) автомобилей на основании сведений о них, имеющихся в технических характеристиках.

Содержанием проектировочного варианта является подбор внешней характеристики двигателя и передаточных чисел трансмиссии, обеспечивающих автомобилю с заданными параметрами тяговые свойства (тяговый расчет). После подбора внешней характеристики двигателя и передаточных чисел трансмиссии производится расчет основных характеристик тяговых свойств.



Проектировочный вариант является основным. Его задача состоит в определении конструктивных параметров автомобиля, обеспечивающих заданные параметры тяговых свойств. При проектировочном расчете задают следующие параметры и тяговые свойства автомобиля:

- модель автомобиля;
- тип двигателя;
- номинальная грузоподъемность (пассажировместимость);
- максимальная скорость движения автомобиля  $V_{max}$  по дороге с заданным дорожным сопротивлением  $\Psi_{V_{max}}$

- максимальный коэффициент дорожного сопротивления  $\Psi_{max}$ , который должен преодолеваться автомобилем при включении низшей передачи в трансмиссии.

В ходе выполнения курсового проекта студент самостоятельно выбирает следующие параметры, необходимые для тягового расчета:

- полная масса автомобиля  $G_a$  и распределение полной массы по осям;
- размер шин и статический радиус колеса;
- коэффициент обтекаемости  $K$  и лобовую площадь  $F$  (или фактор обтекаемости  $W$ );
- коэффициент полезного действия трансмиссии  $\eta_{mp}$

В курсовом проекте рассчитывают следующие оценочные показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля:

1. Внешняя скоростная характеристика двигателя.
2. Передаточные числа трансмиссии.
3. Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля.
4. Динамический паспорт автомобиля.
5. Ускорение автомобиля.
6. Время и путь разгона автомобиля до заданной скорости.
7. Мощностная характеристика и мощностный баланс автомобиля.
8. Использование мощности двигателя при разгоне автомобиля.
9. Часовой расход топлива.
10. Нагрузочная характеристика двигателя.
11. Топливо-экономическая характеристика автомобиля.

Показатель 2 имеет числовые характеристики, остальные представляют в виде графиков. Все графики должны быть построены аккуратно и точно во избежание ошибок в графоаналитическом расчете показателей 6 и 11.



## Оформление курсового проекта

Графики рекомендуется выполнять на одном листе миллиметровой бумаги или ватмана, соответствующих размеру А1 формата стандартного чертежного листа (584×841). В порядке исключения разрешается выполнять графики на листах миллиметровой бумаги А4 формата (210×297) и помещать их в пояснительной записке. А также разрешается выполнять курсовой проект в текстовом и электронном редакторах Microsoft Office и др.

В пояснительной записке должны быть приведены расчетные формулы, таблицы, используемые для построения графиков, пояснение методики расчета, краткие выводы. Пояснительную записку выполняют на одной стороне белой бумаги А4 формата. Поля: левое - 30 мм, правое - не менее 10 мм, верхнее - 15 мм, нижнее - 20 мм.

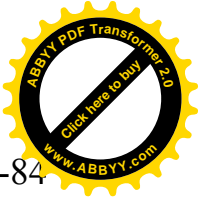
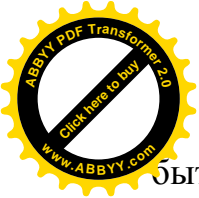
Пояснительная записка состоит из разделов. Разделы нумеруют арабскими цифрами на протяжении всей записки. После номера раздела ставится точка. Каждый раздел состоит из нескольких подразделов. Подразделы нумеруют двумя арабскими цифрами в пределах каждого раздела. При необходимости подразделы разбивают на пункты, а пункты - на подпункты. Пункты нумеруют арабскими цифрами в пределах каждого подраздела. Номер пункта состоит из номера раздела, подраздела и пункта, разделенных точками, например, 2.5.1. Расчет масштабов номограммы нагрузок.

Разделы и подразделы должны иметь содержательные заголовки. Заголовки должны быть краткими. Заголовки разделов пишут прописными буквами в середине листа, заголовки подразделов, пунктов и подпунктов пишут строчными буквами с абзаца. Переносы слов в заголовках и подчеркивание не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят. Каждый раздел рекомендуется начинать с новой страницы.

В начале пояснительной записки помещается содержание, которое включают в общее количество листов записки. В содержании последовательно перечисляют заголовки разделов и подразделов и указывают номера страниц.

Нумерация страниц сквозная. Первой страницей является титульный лист (номер на нем не проставляют), второй - содержание, и т.д. Номер страницы проставляют арабскими цифрами в правом верхнем углу.

В конце пояснительной записки приводят библиографический список источников, использованных при составлении записки. Этот перечень должен



быть составлен в соответствии с требованиями ГОСТ 7.1-84 "Библиографическое описание произведений печати". Консультацию по составлению библиографического списка можно получить в отделе библиографии БИЦ КГТУ (ауд. 1/267). Здесь же имеются наглядные пособия с образцами описаний произведений печати. При ссылке на источник следует приводить его номер по списку литературы, заключенный в косые скобки, например, /4/.

Сокращений слов в тексте и под рисунками не допускают, кроме общепринятых. Значение символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, должно быть приведено непосредственно после формулы, каждый символ - с новой строки. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова "где", без двоеточия после него. Запись вычислений должна производиться по схеме: искомая величина = формула = подстановка = результат, размерность. Подстановка численных величин должна производиться в том порядке, в котором они записаны в формуле. Все расчеты необходимо сводить в таблицы. Таблицы нумеруют арабскими цифрами. Над правым верхним углом таблицы помещают надпись "Таблица" с указанием ее порядкового номера. Под словом "Таблица" помещают заголовок таблицы.

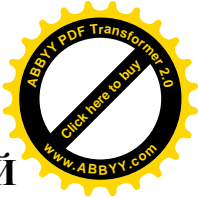
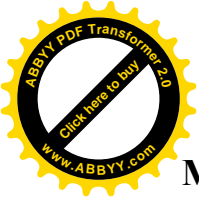
Формулы также нумеруют арабскими цифрами. Номер формулы заключают в круглые скобки и помещают на правом поле на уровне нижней строки формулы, к которой он относится.

Все графики и другой иллюстративный материал именуются рисунками. Рисунки нумеруют арабскими цифрами. Каждый рисунок должен сопровождаться содержательной подписью. Подпись пишут под рисунком в одну строку с номером. У параметров, обозначающих координатные оси, должны быть указаны размерности.

Нумерация таблиц, формул и рисунков может быть сквозной или в пределах раздела.

### **Задание на курсовой проект**

Исходные данные для каждого конкретного задания на курсовой проект приведены в приложении 2 (100 вариантов). Номер варианта для каждого студента определяет руководитель курсового проекта. Изменять исходные данные в задании или вариант задания не разрешается.



# МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ

## Выбор основных параметров

Задача тягового расчета состоит в определении конструктивных параметров автомобиля, обеспечивающих заданные параметры тяговых свойств. Основными конструктивными параметрами, получаемыми в результате тягового расчета, являются внешняя скоростная характеристика двигателя и передаточные числа трансмиссии.

В курсовом проекте с учебными целями используется один из наиболее простых методов тягового расчета, при котором внешняя скоростная характеристика двигателя определяется из условия обеспечения заданной максимальной скорости, а закон распределения передаточных чисел трансмиссии - из условия наилучшего использования мощности двигателя.

Полную массу автомобиля  $G_a$  определяют как сумму массы снаряженного автомобиля  $G_{сн}$ , массы груза  $G_{гр}$  и массы пассажиров:

$$G_a = G_{\tilde{n}i} + G_{\tilde{a}d} + 75 \cdot n_i,$$

где  $n_n$  - количество пассажиров, включая водителя. Значение параметров  $G_a$ ,  $G_{сн}$ , берут из справочников, например /5,6/.

Распределение полной массы между осями необходимо знать для подбора шин и для определения максимально возможной по условиям сцепления тяговой силы, которая, в свою очередь, необходима при выборе передаточного числа низшей передачи в трансмиссии. Распределение полной массы между осями может быть определено на основании справочных данных заданного прототипа. Для этого определяют долю полной массы прототипа, приходящуюся на заднюю ось в груженом состоянии:

$$q_2 = \frac{G_{2i}}{G_{\tilde{a}i}},$$

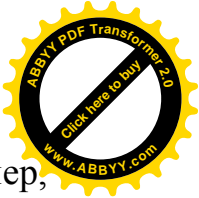
где  $G_{2n}$  - нагрузка на заднюю ось прототипа;

$G_{an}$  - полная масса прототипа.

Затем определяют нагрузки на заднюю и переднюю ось проектируемого автомобиля:

$$G_2 = q_2 \cdot G_a, \quad G_1 = G_a - G_2.$$





Если прототип и проектируемый автомобиль трехосные (например, КамАЗ-5320), то под величиной  $G_2$  следует понимать нагрузку на балансирующую подвеску, то есть сумму нагрузок обоих мостов балансирующей подвески.

При отсутствии необходимых справочных данных распределение полной массы между осями может быть определено на основании данных табл. 1.

Выбор шин производят по наиболее нагруженным колесам и с учетом максимальной скорости проектируемого автомобиля. Для этого необходимо определить нагрузку на все шины автомобиля. Например, для автомобиля с колесной формулой 4×2, не имеющего сдвоенных колес, нагрузка на передние и задние шины определяется так:

$$G_1' = \frac{G_1}{2}, \quad G_2' = \frac{G_2}{2}$$

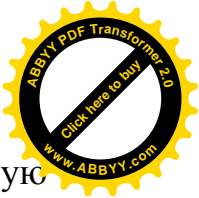
Для автомобилей с колесной формулой 6×4 и сдвоенными задними колесами нагрузка на передние и задние шины определяется так:

$$G_1' = \frac{G_1}{2}, \quad G_2' = \frac{G_2}{8}$$

После этого определяют, какая из шин проектируемого автомобиля является наиболее нагруженной, с учетом этой нагрузки и максимальной скорости автомобиля подбирают шину либо по справочнику /5/, либо по ГОСТам: ГОСТ 4754-80 (для легковых автомобилей), ГОСТ 5513-86 (для грузовых автомобилей).

Таблица 1

Тип автомобиля	Доля полной массы, приходящаяся на заднюю ось
Грузовые с грузоподъемностью менее 1 т	0,53...0,58
Грузовые с грузоподъемностью более 1 т	0,67...0,75
Автобусы для сельской местности	0,70...0,73
Автобусы городские и междугородные	0,63...0,66
Легковые с классической компоновкой	0,52...0,55
Легковые заднемоторные	0,56...0,60
Легковые переднеприводные	0,43...0,47
Автомобили повышенной проходимости:	
- двухосные	0,50...0,54
- трехосные	0,70...0,72



В графе "максимально допустимая нагрузка" находят нагрузку, равную или превышающую нагрузку на наиболее нагруженную шину. Максимально допустимая скорость для шины не должна быть меньше максимальной скорости автомобиля. Все основные параметры выбранной шины необходимо выписать в пояснительную записку:

- размер шины;
- максимальная нагрузка;
- максимальная скорость;
- статический радиус.

Выбор фактора обтекаемости производят по статистическим данным. Фактор обтекаемости характеризует аэродинамические свойства автомобиля и равен произведению коэффициента обтекаемости на лобовую площадь  $W = K \cdot F$ . Коэффициент обтекаемости (коэффициент сопротивления воздуха) зависит от формы кузова автомобиля и качества отделки его поверхностей. Численно он равен силе сопротивления воздуха, создаваемой одним квадратным метром лобовой площади автомобиля при его движениях со скоростью 1 м/с.

Лобовая площадь автомобиля - это площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную его продольной оси. Точное определение лобовой площади автомобиля довольно затруднительно, так как для этого нужно произвести обмер' автомобиля и вычертить его наружный контур. Поэтому на практике пользуются эмпирическими зависимостями, дающими небольшую погрешность. Для грузовых автомобилей лобовую площадь определяют по формуле  $F = B \cdot H$ , для легковых автомобилей  $F = 0,78 \cdot B_a \cdot H$ , где  $B$  - колея,  $B_a$  - наибольшая ширина автомобиля,  $H$  - наибольшая высота автомобиля.

При наличии тента на грузовом автомобиле в результате увеличения как лобовой площади, так и коэффициента обтекаемости фактор обтекаемости существенно увеличивается. При тяговом расчете это увеличение можно принять равным 25%. Средние значения  $K$ ,  $F$  и  $W$  даны в табл.2.

Коэффициент полезного действия трансмиссии оценивает потери энергии при передаче ее от двигателя к ведущим колесам и представляет собой отношение мощности  $N_k$ , подведенной к ведущим колесам к эффективной мощности двигателя  $N_e$ :

$$\eta_{\delta\delta} = \frac{N_e}{N_a} = \frac{N_a - N_{\delta\delta}}{N_a} = 1 - \frac{N_{\delta\delta}}{N_a}$$

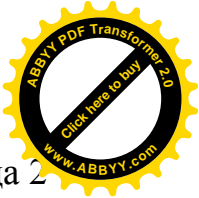


Таблица 2

Тип автомобиля	$K, \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$	$F, \text{ м}^2$	$W, \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$
Легковые	0,02...0,035	1,6...2,8	0,03...0,09
Грузовые	0,06...0,07	3,0...5,0	0,18...0,35
Грузовые автопоезда	0,075	3,0...5,0	0,23...0,28
Автобусы	0,025...0,04	4,5...6,5	0,10...0,26
Гоночные	0,013...0,015	1,0...1,3	0,013...0,018

где  $N_{mp}$  - мощность потерь в трансмиссии (мощность трения).

КПД трансмиссии включает в себя несколько составляющих:

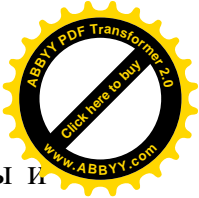
$$\eta_{\delta\delta} = \eta_{\epsilon\bar{\nu}} \cdot \eta_{\epsilon\delta\delta} \cdot \eta_{\bar{a}} \cdot \eta_i,$$

где  $\eta_{\epsilon\bar{\nu}}$ ,  $\eta_{\epsilon\delta\delta}$ ,  $\eta_{\bar{a}}$ ,  $\eta_i$  - соответственно КПД коробки передач, карданной передачи, дополнительной коробки передач, главной передачи. КПД трансмиссии определяется мощностью трения и зависит от схемы трансмиссии, конструктивных и технологических особенностей ее механизмов, передаваемой мощности, частоты вращения коленчатого вала и связанной с ней скорости движения автомобиля  $V_a$ , характеристик и температуры смазочных материалов в механизмах трансмиссии, их технического состояния.

Теряемая в трансмиссии мощность затрачивается на трение в зубчатых зацеплениях и в подшипниках трансмиссии, на трение в сальниках, на гидравлические потери, связанные с вращением зубчатых колес механизмов трансмиссии в масле, залитом в их картере, то есть на перемешивание и разбрызгивание масла. В табл. 3 приведены средние значения  $\eta_{\delta\delta}$  для различных типов автомобилей.

Таблица 3

Тип автомобиля	$\eta_{\delta\delta}$
Легковые	0,92
Грузовые двухосные с одинарной главной передачей	0,90
Грузовые двухосные с двойной главной передачей	0,88
Грузовые трехосные	0,84
Автобусы	0,88...0,90
Полноприводные легковые	0,86
Полноприводные грузовые	0,80



Коэффициент сопротивления качению обусловлен гистерезисом шины и зависит от интенсивности процессов деформации материала шины при ее взаимодействии с опорной поверхностью. Из всего многообразия факторов, влияющих на величину  $f_v$ , при выполнении курсового проекта учитываются два наиболее существенных: состояние дороги и скорость движения автомобиля. Зависимость  $f_v$  от  $V_a$  выражается формулой

$$f_v = f_0 \cdot \left( 1 + \frac{V_a^2}{20000} \right) \quad (1)$$

где  $V_a$  - скорость автомобиля;  $f_0$  - коэффициент сопротивления качению при малой скорости (дан в задании на курсовой проект).

Коэффициент  $f_0$  может иметь следующие значения:

- для легковых автомобилей  $f_0 = 0,015$ ;
- для двухосных грузовых автомобилей и автобусов  $f_0 = 0,018$ ;
- для трехосных грузовых автомобилей и автобусов  $f_0 = 0,02$ ;
- для полноприводных автомобилей и автобусов  $f_0 = 0,025$ .

При скоростях движения до 60 км/ч коэффициент сопротивления качению можно считать не зависящим от скорости.

### **Внешняя скоростная характеристика двигателя**

Для определения силы тяги на ведущих колесах на различных передачах используют скоростную характеристику двигателя, представляющую собой зависимость эффективной мощности  $N_e$  и крутящего момента  $M_e$  от частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  при неизменном положении органа, регулирующего подачу топлива (дрессельная заслонка или рейка ТНВД). Если скоростная характеристика определена при полной подаче топлива, то ее называют внешней скоростной характеристикой (ВСХ). При неполной подаче топлива характеристика называется частичной.

Форма ВСХ зависит от типа двигателя и от особенностей его конструкции. На рис. 1 представлены ВСХ карбюраторного и дизельного двигателей. Минимальная частота  $n_{min}$  является наименьшей, при которой двигатель устойчиво работает при полной нагрузке. Для расчетов рекомендуется принимать  $n_{min} = 900... 1000$  об/мин для обоих типов двигателей. С увеличением  $n_e$  мощность и момент возрастают и достигают максимальных значений  $N_{max}$  и  $M_{max}$  при частотах вращения коленчатого вала, равных

соответственно  $n_N$  и  $n_M$ . При увеличении частоты вращения коленчатого вала более  $n_N$  мощность уменьшается, возрастают динамические нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма.

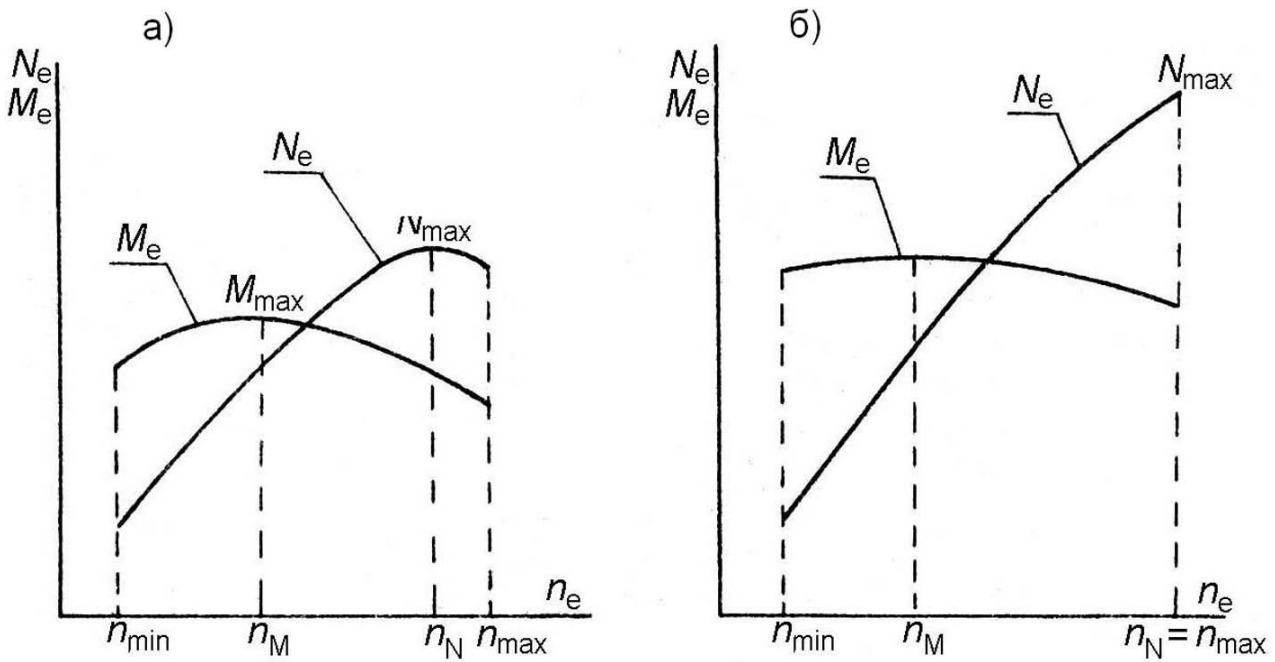
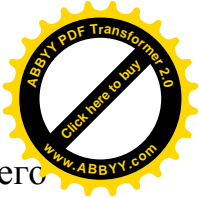


Рис.1. Внешние скоростные характеристики  
а – карбюраторного и б - дизельного двигателей

Поэтому  $n_{max}$  не должна превышать  $n_N$  более, чем на 10...20%. Соотношение  $n_{max}$  и  $n_N$  оценивается величиной  $\lambda = n_{max}/n_N$ , которая для разных типов двигателей имеет разные значения.

Защиту деталей двигателя от перегрузок на высоких оборотах осуществляют разными способами. Карбюраторные двигатели легковых автомобилей имеют детали облегченной конструкции, поэтому при их работе на высоких оборотах не возникает опасных нагрузок, и эти двигатели не имеют специальных конструктивных мероприятий, ограничивающих  $n_{max}$ . ВСХ этих двигателей имеет перегиб, и  $\lambda = 1,1 \dots 1,2$ .

Карбюраторные двигатели грузовых автомобилей имеют детали кривошипно-шатунного механизма с увеличенным запасом прочности, и, поэтому у них существенно большая масса. При работе этих двигателей на высоких оборотах могут возникать опасные нагрузки и, как следствие, аварийные поломки. Поэтому карбюраторные двигатели грузовых автомобилей, как правило, имеют ограничители частоты вращения коленчатого вала. ВСХ этих двигателей не имеет перегиба,  $\lambda = 0,9 \dots 1,0$  и  $n_N \geq n_{max}$ .



Детали кривошипно-шатунного механизма дизеля независимо от его назначения также имеют увеличенный запас прочности. Кроме того, в силу ряда особенностей рабочего процесса дизели имеют склонность уходить в разнос, то есть разгоняться до очень высоких скоростей. Поэтому все дизели, как правило, имеют всережимный регулятор числа оборотов коленчатого вала. Их ВСХ не имеет перегиба,  $\lambda = 1,0$  и  $n_N = n_{\max}$ .

Таким образом, для построения ВСХ необходимо выбрать следующие исходные данные:

$n_{\min} = 900 \dots 1000$  об/мин для всех типов двигателей;

$n_N$  выбирается по прототипу;

$n_{\max} = \lambda \cdot n_N$ ,

$\lambda$  принимается равной 1,0 для дизелей, 0,9...1,0 для карбюраторных двигателей с ограничителем или 1,1...1,2 для карбюраторных двигателей без ограничителя. Далее необходимо определить мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля:

$$N_{V_{\max}} = (N_{\dot{a}V_{\max}} + N_{aV_{\max}}) \cdot \frac{1}{\eta_{\delta\delta}},$$

где  $N_{\dot{a}V_{\max}}$  - мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля;

$N_{aV_{\max}}$  - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха при максимальной скорости автомобиля.

$$N_{\dot{a}V_{\max}} = \frac{G_a \cdot f_{V_{\max}} \cdot V_{\max}}{270}, \quad N_{aV_{\max}} = \frac{K \cdot F \cdot V_{\max}^3}{3500} \quad (2)$$

где  $G_a$  - полная масса автомобиля;

$f_{V_{\max}}$  - суммарное сопротивление дороги при  $V_{\max}$ , определяется по формуле (1);

$V_{\max}$  - максимальная скорость автомобиля.

Определив значение  $N_{V_{\max}}$ , можно вычислить максимальную мощность двигателя:

$$N_{e_{\max}} = \frac{N_{V_{\max}}}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}.$$

В курсовом проекте ВСХ двигателя строят с использованием эмпирической формулы, предложенной профессором Лейдерманом С.Р.:



$$N_e = N_{e\max} \cdot \left[ a \cdot \frac{n_{\dot{a}}}{n_N} + b \cdot \left( \frac{n_{\dot{a}}}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left( \frac{n_{\dot{a}}}{n_N} \right)^3 \right],$$

где  $N_{e\max}$  - максимальная мощность двигателя;

$n_N$  - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности;

$n_e$  - аргумент, изменяемая частота вращения коленчатого вала;

$a, b, c$  - эмпирические коэффициенты, определяющие форму ВСХ и зависящие от типа двигателя и особенностей его конструкции. Значения этих коэффициентов приведены в табл. 4.

Таблица 4

Тип двигателя	$a$	$b$	$c$
Карбюраторные	1,0	1,0	1,0
Дизельные ЯМЗ	0,53	1,56	1,09
Дизельный, КамАЗ-740	0,866	0,901	0,767

Весь диапазон оборотов коленчатого вала от  $n_{\min}$  до  $n_{\max}$  рекомендуется разбить на 7 частей (не обязательно равных). Таким образом, получается 8 числовых значений  $n_e$ , для которых нужно вычислить  $N_e$ . При  $\lambda > 1$  рекомендуется установить  $n_7 = n_N, n_8 = n_{\max}$ . Результаты расчета  $N_e$  занести в табл. 1 (приложение 1). По известным  $n_e$  и  $N_e$  можно определить крутящий момент двигателя:

$$M_{\dot{a}} = 716,2 \cdot \frac{N_e}{n_{\dot{a}}}.$$

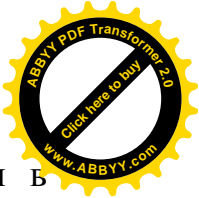
Расчетные значения  $M_e$  следует также занести в таблицу к по ее данным построить график ВСХ.

### Определение передаточных чисел трансмиссии

Сначала определяют передаточное число главной передачи из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля при движении на высшей передаче:

$$U_o = \frac{0,38 \cdot n_{\max} \cdot r_e}{V_{\max} \cdot U_{e\dot{a}} \cdot U_{\dot{a}\ddot{a}}} \quad (3)$$

где  $r_e$  - радиус качения колеса, м;



$U_{\acute{e}\acute{a}}$ ,  $U_o$ ,  $U_{\acute{a}\acute{a}}$  - соответственно передаточные числа высшей передачи в коробке передач, главной передачи и высшей передачи в дополнительной коробке;

$V_{max}$  - максимальная скорость автомобиля, км/ч.

Входящее в формулу (3)  $U_{\acute{e}\acute{a}}$  зависит от некоторых особенностей конструкции коробки передач и трансмиссии в целом. В курсовом проекте рекомендуется принимать  $U_{\acute{e}\acute{a}} = 1,0$ . Дополнительную коробку передач имеют автомобили повышенной проходимости магистральные грузовики. В первом случае дополнительная коробка передач называется раздаточной коробкой (ГАЗ-66, УАЗ-469Б, ЗиЛ-131 и др.), во втором случае - делителем (КамАЗ-5320). Передаточное число дополнительной коробки (если она имеется) на высшей передаче  $U_{\acute{a}\acute{a}}$  можно принять по прототипу /5/. Если это передаточное число окажется неудачным, его можно изменить. Значение  $U_o$ , полученное расчетом, не должно превышать:

- для легковых автомобилей  $U_o \leq 5,0$ ;
- для грузовых автомобилей с грузоподъемностью до 8 т  $U_o \leq 7,0$ ;
- для грузовых автомобилей с грузоподъемностью  $\geq 8$  т  $U_o \leq 9,0$ .

Если значение  $U_o$  оказалось больше указанных величин, нужно уменьшить отношение  $\lambda = n_{max} / n_N$  и заново рассчитать внешнюю скоростную характеристику. Если этого окажется недостаточно, следует изменять значение величин, входящих в формулу (3).

Затем определяют передаточное число первой передачи коробки передач из условия преодоления заданного максимального дорожного сопротивления  $\Psi_{max}$ :

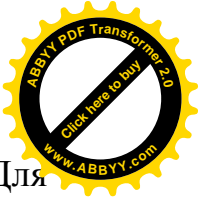
$$U_1 \geq \frac{G_a \cdot \psi_{max} \cdot r_{\acute{e}}}{M_{\acute{a}max} \cdot U_{\acute{a}\acute{i}} \cdot U_i \cdot \eta_{\acute{o}\acute{d}}},$$

где  $U_{\acute{a}\acute{i}}$  - передаточное число низшей передачи в дополнительной коробке. Выбранное значение  $U_1$  проверяют на отсутствие буксования. Для этого должно выполняться условие:

$$U_1 \leq \frac{G_{a\acute{o}} \cdot g \cdot \varphi_x \cdot m_{pi} \cdot r_{\acute{e}}}{M_{e\acute{m}ax} \cdot U_{\acute{a}\acute{i}} \cdot U_o \cdot \eta_{\acute{o}\acute{d}}}, \quad (4)$$

где  $\varphi_x = 0,7$  - коэффициент сцепления шин с дорогой;





$G_{a\ddot{a}o}$  - сцепная масса, то есть масса, приходящаяся на ведущие колеса. Для полноприводных автомобилей  $G_{a\ddot{a}o} = G_a$ . Коэффициенты динамического изменения реакций  $m_{pi}$ , входящие в формулу (4), можно определить следующим, образом:

- для автомобиля с задними ведущими колесами

$$m_{p2} = 1 + \varphi_{\max} \cdot \frac{h_{\ddot{a}}}{a}; \tag{5}$$

- для автомобиля с передними ведущими колесами

$$m_{p1} = 1 - \varphi_{\max} \cdot \frac{h_{\ddot{a}}}{b}; \tag{6}$$

В формулах (5) и (6)  $a, b, h_{\ddot{a}}$  - координаты центра тяжести автомобиля, которые следует взять из /6/. Если  $h_{\ddot{a}}$  неизвестно, то в расчете можно использовать данные табл. 5.

Таблица 5

Тип автомобиля	$h_{\ddot{a}}$	$m_{p2}$	$m_{p1}$
Легковой	$0,25 \cdot L$	1,18	0,82
Грузовой без груза	$0,25 \cdot L$	1,18	0,82
Грузовой с грузом	$0,35 \cdot L$	1,12	0,88

Примечание:  $L$  - база автомобиля.

Выбор передаточных чисел промежуточных передач производят из условия наилучшего использования мощности двигателя. Для этого передаточные числа должны составлять геометрическую прогрессию:

$$U_{\dot{e}_i} \leq \sqrt[n-1]{U_1^{n-\dot{e}_i}} \tag{7}$$

где  $n$  - число ступеней в коробке передач;

$k_i$  - порядковый номер ступени.

Количество передач в коробке принимается равным:

- для легкового автомобиля  $n = 4$ ;
- для грузового автомобиля с грузоподъемностью до 3 т  $n = 4$ ;
- для грузового автомобиля с грузоподъемностью более 3 т  $n = 5$ .

Формулу (7) можно записать так:



при  $n = 4$   $U_2 = \sqrt[3]{U_1^2}$ ,  $U_3 = \sqrt[3]{U_1}$ ,  $U_4 = 1$

при  $n = 5$   $U_2 = \sqrt[4]{U_1^3}$ ,  $U_3 = \sqrt[4]{U_1^2}$ ,  $U_4 = \sqrt[4]{U_1}$   $U_5 = 1$ .

Передаточные числа, найденные по формуле (7), являются ориентировочными и в случае необходимости могут корректироваться.

### Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля

Тяговая характеристика автомобиля представляет собой график зависимости тяговой силы  $P_{\dot{o}_i}$  от скорости движения автомобиля  $V_i$ , на различных передачах. Тяговая сила и скорость движения автомобиля на различных передачах подсчитывают по формулам:

$$P_{\dot{o}_i} = \frac{M_e \cdot U_{\dot{e}_i} \cdot U_{\ddot{a}_i} \cdot U_o \cdot \eta_{\dot{o}\delta}}{r_{\dot{e}}}, \quad V_i = \frac{0,38 \cdot n_e \cdot r_{\dot{e}}}{U_{\dot{e}_i} \cdot U_{\ddot{a}_i} \cdot U_o} \quad (8)$$

где  $M_e$  - текущее значение крутящего момента двигателя;

$n_e$  - текущее значение скорости вращения коленчатого вала.

Тяговый баланс автомобиля представляет собой распределение тяговой силы по видам сопротивления движению:

$$P_{\dot{o}_i} = P_{\ddot{a}} \pm P_j + P_a$$

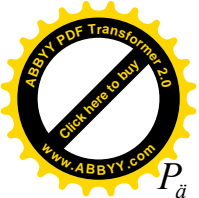
или

$$P_{\dot{o}_i} = G_{\dot{a}} \cdot \psi \pm \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{\dot{a}_i} \cdot j + \frac{K \cdot F \cdot V^2}{13} \quad (9)$$

В формуле (9) величина  $\psi$  - коэффициент сопротивления дороги  $\psi = f \pm i$ . Величина коэффициента сопротивления качению  $f$  и уклон  $i$  в совокупности характеризуют качество дороги. Величина  $\delta_{\dot{a}_i}$  - коэффициент учета вращающихся масс.

Уравнение (9) решается графически. На графике тяговой характеристики наносят кривую силы сопротивления дороги  $P_a = f(V)$ , подсчитанную для заданного значения сопротивления дороги. При движении по горизонтальной дороге  $\psi_V = f$ , поэтому значения  $\psi$  подсчитывают по формуле (1) для нескольких скоростей движения.

Значение силы сопротивления воздуха для различных скоростей движения откладывают вверх от кривой  $P_a$ . Кривая суммарного сопротивления



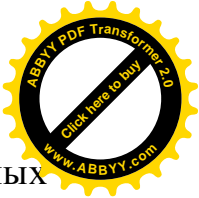
$P_{\dot{a}} + P_{\dot{a}}$  определяет величину тяговой силы, необходимой для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если при некоторой скорости кривая  $P_{\dot{o}_i}$  проходит выше кривой  $P_{\dot{a}} + P_{\dot{a}}$ , то ордината  $P_z$ , заключенная между этими кривыми, представляет собой запас силы, который может быть использован для разгона автомобиля или буксирования прицепа (см. приложение 1).

### Динамический паспорт автомобиля

Практическое использование методов силового баланса затруднительно, так как для разных значений  $\Psi$  на графиках приходится наносить несколько кривых  $P_{\dot{a}}$  и  $P_{\dot{a}} + P_{\dot{a}}$ . Кроме того, основным недостатком метода силового баланса при расчете тягово-динамических свойств автомобиля является то, что он не позволяет осуществить оценку динамических качеств автомобилей, имеющих различную массу, так как при одинаковых значениях свободной силы тяги  $P_{\dot{n}\dot{a}} = P_{\dot{o}} - P_{\dot{a}}$  они будут иметь на одной и той же дороге различные максимальные скорости, различные ускорения, преодолевать неодинаковые предельные подъемы и др. Более удобно пользоваться безразмерной величиной  $D$  - динамическим фактором, предложенным академиком Е.А. Чудаковым (1890-1953). Динамическим фактором автомобиля называют отношение разности силы тяги и сопротивления воздуха (свободной силы тяги) к силе тяжести автомобиля;

$$D_i = \frac{P_{\dot{o}_i} - P_{\dot{a}_i}}{G_{\dot{a}}} \quad (10)$$

При равномерном движении ускорение  $j = 0$ , а  $D = \Psi$ . Динамический фактор  $D_{V_{\max}}$  при максимальной скорости определяет сопротивление дороги  $\Psi_{V_{\max}}$ , которое автомобиль может преодолеть при этой скорости без перехода на низшие передачи. Максимальное значение динамического фактора  $D_{\max}$  соответствует наибольшему дорожному сопротивлению  $\Psi_{\max}$ , преодолеваемому автомобилем на низшей передаче в трансмиссии при равномерном движении. Для безостановочного движения автомобиля необходимо, чтобы соблюдалось условие  $D \geq \Psi$ . Графическую зависимость  $D = f(V)$  называют динамической характеристикой автомобиля (см. приложение 1).



С целью использования динамической характеристики при различных нагрузках автомобиля (от 0 до 100%) строят номограмму нагрузок слева от динамической характеристики. Динамическая характеристика, совмещенная с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования, называется динамическим паспортом автомобиля.

### Расчет масштабов номограммы нагрузок

На продолжении оси абсцисс слева от динамической характеристики автомобиля откладывается равномерная шкала нагрузок. Левая вертикаль  $D_0$  графика (рис. 2) является шкалой динамического фактора ненагруженного автомобиля. Для шкалы  $D_0$  масштаб динамического фактора

$$a_0 = a_{100} \cdot \frac{G_0}{G_a},$$

где  $a_{100}$  - отрезок на графике, соответствующий динамическому фактору 0,1 для полностью груженого автомобиля,  $G_0$  и  $G_a$  - соответственно масса автомобиля в порожнем и груженом состояниях. Масштаб динамическом фактора  $a_{100}$  выбирается произвольно, но в большинстве случаев оптимальным является  $a_{100} = 40 \dots 50$  мм.

Для шкалы  $D_0$  (рис. 3) масштаб графика контроля буксования (для коэффициента сцепления, равного 0,1)

$$b_0 = a_0 \cdot \frac{G_{\dot{n}\ddot{o}.0}}{G_0},$$

где  $a_0$  - отрезок на графике, соответствующий динамическому фактору 0,1 для порожнего автомобиля;  $G_{\dot{n}\ddot{o}.0}$  - сцепная масса, то есть масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля в порожнем состоянии.

Для шкалы  $D_{100}$  (см. рис. 3):

$$b_{100} = a_{100} \cdot \frac{G_{\dot{n}\ddot{o}.100}}{G_a},$$

где  $G_{\dot{n}\ddot{o}.100}$  - сцепная масса автомобиля в груженом состоянии. Для полноприводных автомобилей  $a_0 = b_0$  и  $a_{100} = b_{100}$ .

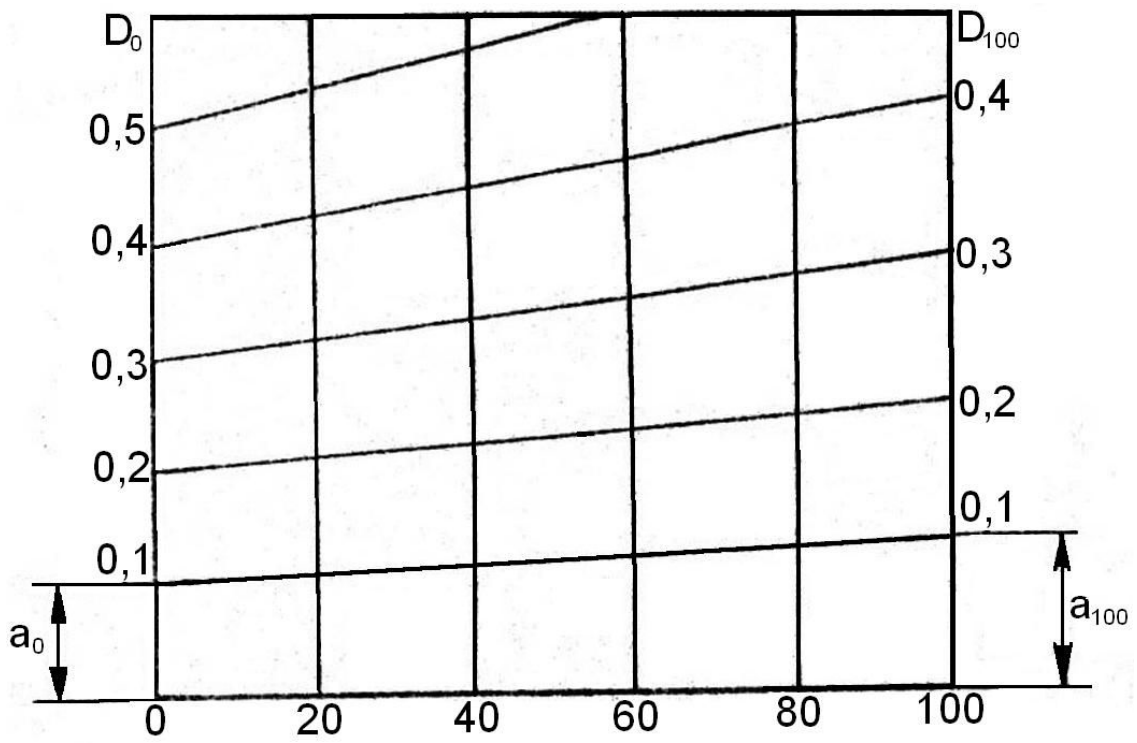


Рис. 2. Номограмма нагрузок

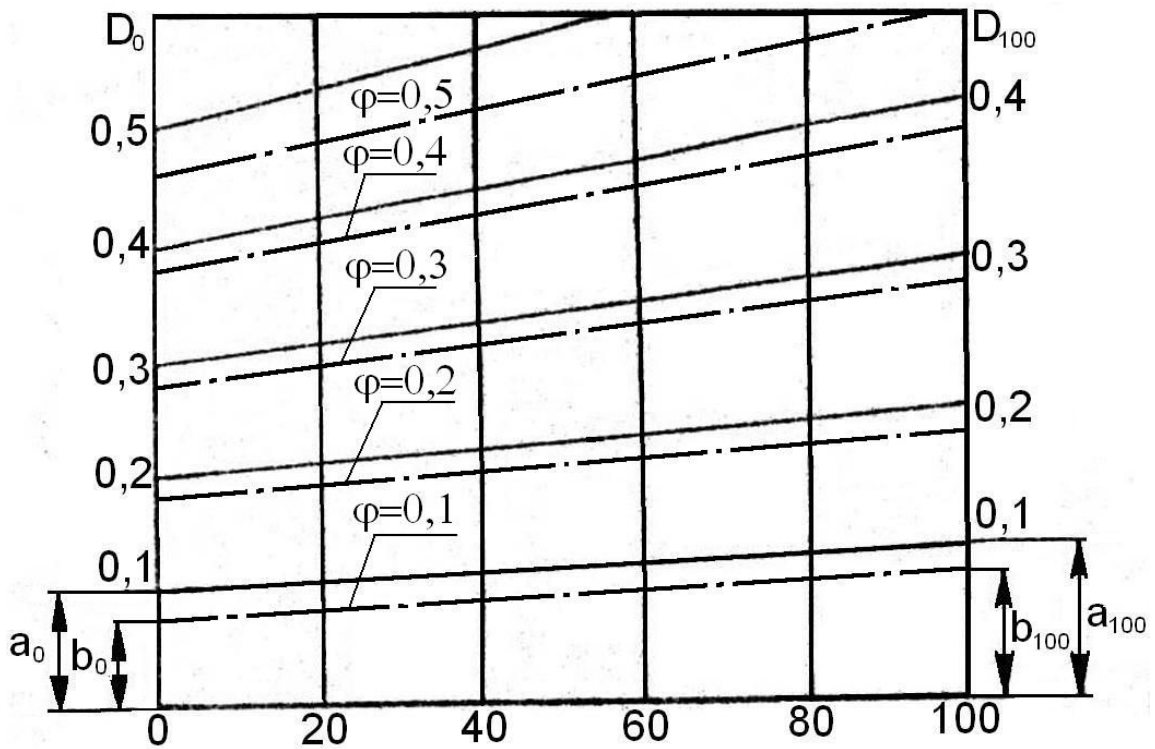


Рис.3. График контроля буксования,  
совмещенный с номограммой нагрузок



## Некоторые задачи, решаемые с помощью динамического паспорта

Основными элементами динамической характеристики, по которым можно судить о тяговых свойствах автотранспортного средства, являются:

- максимальный динамический фактор  $D_{\max.в.}$  на высшей передаче, величина которого определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых без переключения передач;

- скорость движения  $V_k$ , соответствующая  $D_{\max.в.}$  (критическая скорость), определяющая диапазон устойчивого движения на высшей передаче при работе двигателя с полной подачей топлива. При движении на постоянных скоростях, больших критической, увеличение дорожного сопротивления вызывает падение скорости, сопровождающееся увеличением динамического фактора. До тех пор, пока скорость не достигнет критической, равенство (10) будет соблюдаться и двигатель будет работать устойчиво. При скоростях, меньших критической, любое, сколь угодно малое увеличение дорожного сопротивления приведет к уменьшению динамического фактора, а следовательно, скорости движения и связанной с нею частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому для поддержания скорости водитель должен включить более низкую передачу;

- максимальный динамический фактор  $D_{\max}$  на низшей передаче в трансмиссии, величина которого определяет максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем.

### Определение максимальной скорости движения на заданной дороге

Принимая во внимание, что при максимальной скорости движения  $j=0$ , из равенства (10) получим для этого случая  $D = \psi$ . Следовательно, максимальная скорость определяется в заданном масштабе отрезком от начала координат до точки абсциссы, соответствующей пересечению кривых  $D = f(V)$  и  $\psi = f(V)$ , то есть значение динамического фактора при максимальной скорости  $D_{V_{\max}}$  определяет величину коэффициента сопротивления дороги  $\psi_{V_{\max}} = f + i$ , которое может быть преодолено при этой скорости. В общем случае кривая  $\psi = f(V)$  является квадратичной параболой, а в тех случаях, когда можно считать  $\psi = const$  - прямой, параллельной оси абсцисс, проведенной на расстоянии  $\psi$  от последней.



## **Определение максимальных подъемов, преодолеваемых автомобилем**

Тип дорожного покрытия в совокупности с конструктивными особенностями колес автомобиля определяет коэффициент сопротивления качению. Так как последний является функцией от скорости движения, то задается  $f_0$ , а коэффициенты  $f_V$  при различных скоростях находят по формуле (1). Принимая во внимание, что при  $V = const$   $j_a = 0$  и  $D = \psi = f_V + i$ , откуда  $i = D - f_V$ , можно определить максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на данной передаче при равномерном движении.

Для графического определения разности  $D - f_V$  наносим на динамическую характеристику кривую  $f_V = f(V)$  в масштабе, принятом для  $D$ . Разности между ординатами кривых  $D = f(V)$  и  $f_V = f(V)$  при различных скоростях движения равны максимальным уклонам, преодолеваемым автомобилем. Например, максимальный уклон, преодолеваемый автомобилем,  $i_{max} = D_{max} - f$ , где  $f$  - коэффициент сопротивления качению заданного типа дорожного покрытия.

## **Определение минимального коэффициента сцепления, при котором возможно движение, при известных скоростях движения и загрузке автомобиля**

Для графического решения задачи восстанавливают перпендикуляр через точку абсциссы, соответствующую заданной скорости движения, до пересечения с кривой динамического фактора. Затем через эту точку проводят горизонталь до пересечения с вертикалью, восстановленной через точку абсциссы, соответствующую заданной степени загрузки. Точка пересечения этих линий определяет минимальный коэффициент сцепления (на графике контроля буксования), при котором возможно движение.



## Определение минимального коэффициента сцепления, при котором возможно движение, для заданных суммарного сопротивления дороги и степени загрузки автомобиля

Для графического решения задачи через точку абсциссы, соответствующую степени загрузки автомобиля, проводят вертикаль и откладывают на ней от оси абсцисс вверх заданное значение суммарного сопротивления дороги. Ордината этого значения на графике контроля буксования определяет значение коэффициента сцепления. При помощи аналогичного построения можно определить:

- суммарное сопротивление дороги  $\psi$  и скорость движения  $V$  при заданных коэффициентах сцепления  $\varphi$  и степени загрузки автомобиля;
- скорость движения  $V$  и степень загрузки автомобиля при заданных коэффициентах суммарного сопротивления дороги  $\psi$  и коэффициенте сцепления  $\varphi$ .

Во всех случаях возможность движения автомобиля без буксования ведущих колес определяется условием  $D_{\dot{n}\ddot{o}} \geq D \geq \psi$ .

### Ускорение автомобиля

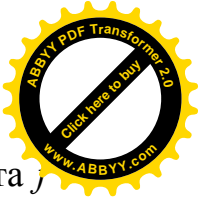
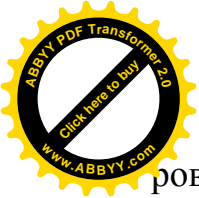
Динамические свойства автомобиля в значительной мере характеризуются величиной ускорения, развиваемого им. График ускорений строят в системе координат  $j = f(V)$  для всех передач. Для определения ускорений, соответствующих выбранной скорости движения на выбранной передаче, используют формулы, выведенные из уравнений тягового баланса и динамического фактора:

$$j_i = (D_i - \psi) \cdot \frac{g}{\delta_{\dot{a}_i}}, \quad (11)$$

где  $D_i$ ,  $\psi$  - соответственно динамический фактор и коэффициент дорожного сопротивления;  $\delta_{\dot{a}_i}$  - коэффициент учета вращающихся масс.

Значения  $D_i$  в формуле (11) берут из графика динамического паспорта для той нагрузки автомобиля, для которой задан расчет (в курсовом проекте - для 100 %). Если специально не оговорено в задании, расчет ускорений следует производить для движения автомобиля по горизонтальной дороге с твердым и





ровным покрытием. В этом случае  $\psi = f$ . Расчетные значения коэффициента  $j$  берут теми же, что при расчете графика тягового баланса. Коэффициент учета вращающихся масс можно определить по формуле

$$\delta_{\dot{a}_i} = 1 + \delta_{\dot{a}_1} \cdot U_i^2 + \delta_{\dot{a}_2}.$$

Для одиночных автомобилей  $\delta_{\dot{a}_1} = \delta_{\dot{a}_2} = 0,04$ . Для автопоездов

$$\delta_{\dot{a}_1} = 0,04 \cdot \frac{G_{\dot{o}}}{G_a}; \quad \delta_{\dot{a}_2} = 0,04 \cdot \frac{Z_{\dot{e}\dot{a}}}{Z_{\dot{e}\dot{o}}},$$

где  $G_a$ ,  $G_m$  - соответственно массы автопоезда и тягача с полной нагрузкой;  $Z_{\dot{e}\dot{a}}$ ,  $Z_{\dot{e}\dot{o}}$  - соответственно число колес автопоезда и тягача.

Крайние левые точки кривых  $j = f(V)$  на каждой передаче должны соответствовать минимальной устойчивой скорости движения автомобиля на данной передаче (скорости при минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя по внешней скоростной характеристике).

Для автомобилей, двигатели которых не имеют ограничителя частоты вращения коленчатого вала, при достижении максимальной скорости дальнейший разгон прекращается, так как запас мощности, который можно было бы использовать для разгона, отсутствует. Поэтому при  $V = V_{\max}$   $j = 0$ . Если двигатель автомобиля имеет ограничитель частоты вращения коленчатого вала, то при достижении им максимальной скорости ( $n = n_{\max}$ ;  $V = V_{\max}$ ) запас мощности остается, однако в работу вступает ограничитель, уменьшая подачу топлива. При этом разгон автомобиля прекращается, а ускорение скачкообразно снижается до нуля.

У грузовых автомобилей и автобусов максимальные ускорения на первой и второй передачах приблизительно одинаковы. Объясняется это большой величиной передаточного числа на первой передаче, которое обуславливает высокое значение коэффициента учета вращающихся масс  $\delta_{\dot{a}_1}$ . Примерные значения максимальных ускорений при разгоне автомобилей с механической трансмиссией приведены в табл. 7. Пример графика ускорений представлен в прилож. 1.

Таблица 7

Тип автомобиля	Максимальное ускорение, м/с <sup>2</sup>	
	на первой передаче	на второй передаче
Легковой	2,0...2,5	0,8...1,2
Грузовой	1,7...2,0	1,25...1,5
Автобус	1,8...2,3	0,4...0,8



## Время и путь разгона

Для сравнения приемистости различных автомобилей одного графика ускорений недостаточно, так как автомобили могут отличаться не только максимальными значениями ускорений, но и характером изменения ускорений с изменением скорости. Кроме того, различные автомобили могут иметь коробки передач с различным количеством ступеней. Более удобными и наглядными оценочными параметрами приемистости автомобиля являются время и путь разгона в заданном интервале скоростей.

Для теоретического определения времени и пути разгона существует несколько графоаналитических методов. В курсовом проекте рекомендуется использовать метод Н.А. Яковлева с применением графика ускорений. Графики времени и пути разгона строят в системе координат  $t_{\delta} = f(V)$  и  $S_{\delta} = f(V)$  причем обе зависимости строят на одном графике. Если в задании специально не оговорены условия разгона, то графики строят для случая, когда разгон начинается с низшей передачи и заканчивается на высшей при скорости, близкой к максимальной. У автомобилей, имеющих дополнительную коробку передач, при расчете времени и пути разгона используется высшая передача.

В качестве исходных данных для расчета используют график ускорений, построенный ранее. Кривая ускорений для каждой передачи разбивается на несколько интервалов, и принимается допущение, что в каждом интервале движение происходит с постоянным ускорением:

$$j_{\text{н\delta}} = \frac{j_1 + j_2}{2}, \quad (12)$$

где  $j_1$  и  $j_2$  - соответственно величины ускорений в начале и конце выбранного интервала.

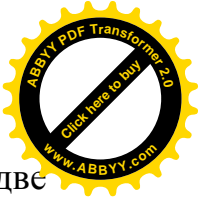
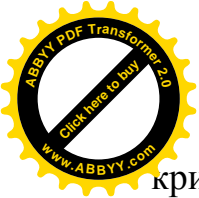
Интервалы скоростей, на которые разбивают кривые, должны обеспечивать получение 8...10 интервалов на каждой кривой. Можно ориентироваться на следующие величины:

для первой передачи - 2...3 км/ч;

для промежуточных передач - 5...10 км/ч;

для высшей передачи - 10...20 км/ч.

На рис. 4 показан пример разбиения кривых  $j = f(V)$  на интервалы и способ перехода от одной, кривой к другой. При переходе от низшей передачи к высшей последняя точка кривой  $j_i$  определяет начало первого интервала



кривой  $j_{\dot{a}}$  (две верхние кривые). Если кривые  $j_i$  и  $j_{\dot{a}}$  пересекаются (две нижние кривые), то точка пересечения является точкой перехода от низшей передачи к высшей.

При изменении скорости в интервале  $\Delta V$  среднее ускорение можно определить так:

$$j_{\bar{\delta}} = \frac{\Delta V}{3,6 \cdot \Delta t},$$

отсюда время разгона в том же интервале изменения скорости можно выразить формулой

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{3,6 \cdot j_{\bar{\delta}}}, \quad (13)$$

Подставляя в уравнение (13) значение  $j_{\bar{\delta}}$  из (12), можно определить время разгона в данном интервале скоростей. Общее время разгона от минимально устойчивой скорости  $V_{\min}$  конечной  $V_{\max}$  получают суммированием времени разгона на отдельных интервалах:

$$\sum t_{\delta} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

Путь разгона в интервале скорости  $\Delta V$  определяют при помощи графика времени разгона по формуле

$$\Delta S = \frac{V_1 + V_2}{2} \cdot \frac{\Delta t}{3,6},$$

где  $V_1$  и  $V_2$  - соответственно скорости движения в начале и конце интервала времени  $\Delta t$  (см. рис. 4).

Общий путь разгона от минимальной скорости до конечной определяют суммированием пути разгона для всех интервалов:

$$\sum S_{\delta} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n$$

В качестве оценочного параметра приемистости автомобиля в справочной литературе /5/ указывают время разгона до 60 или до 100 км/ч. В табл. 8 приведены эти параметры для некоторых моделей легковых и грузовых автомобилей для случая разгона с полной нагрузкой. Пример графиков времени и пути разгона представлен в прилож. 1.

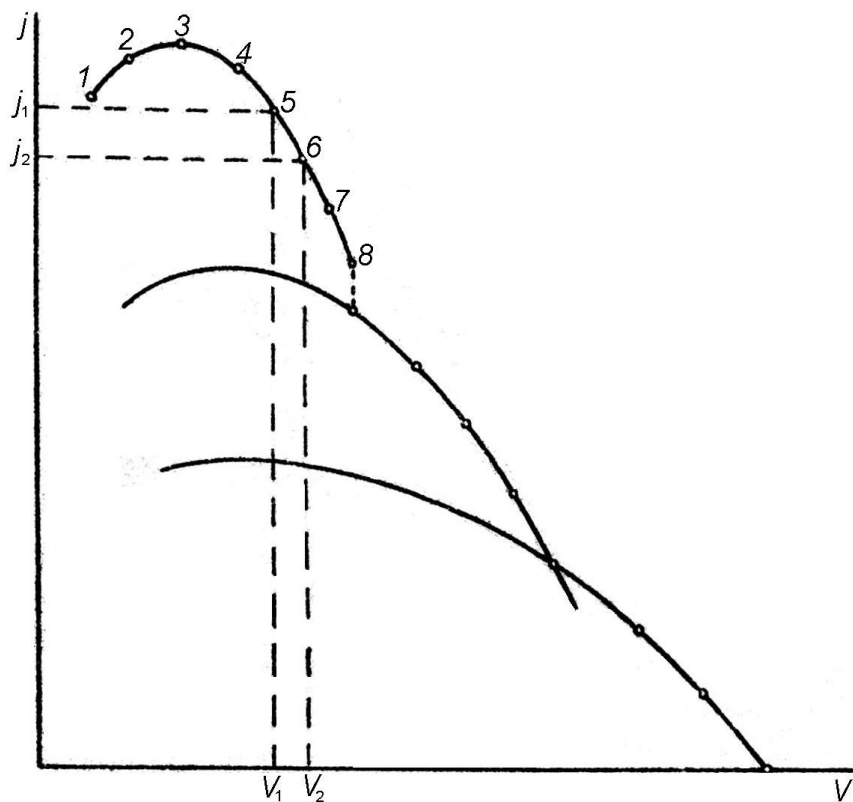


Рис. 4. Графоаналитический метод определения времени и пути разгона

### Мощностная характеристика и мощностной баланс

Мощностная характеристика представляет график зависимости мощностей  $N_a$  и  $N_e$  от скорости автомобиля при движении на различных передачах. Мощностной баланс автомобиля представляет собой распределение мощности по видам сопротивления:

$$N_e = N_f + N_\alpha + N_a + N_j. \quad (14)$$

Таблица 8

Модель	Время разгона до 60 км/ч, с	Время разгона до 100 км/ч, с
ЗАЗ-1102 Таврия	-	20
ВАЗ-2105	-	20
АЗЛК-2140	-	19
ГАЗ-24 Волга	-	21
ВАЗ-2121 Нива	-	23
УАЗ-469Б	16	-
КамАЗ-5320	40	-

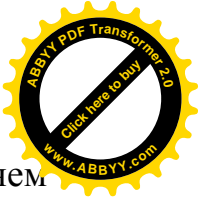


График мощностного баланса строят в координатах  $N = f(V)$ . На нем наносят кривые следующих зависимостей:

- зависимость эффективной мощности двигателя  $N_{\dot{a}}$  от скорости движения автомобиля  $N_{\dot{a}} = f(V)$  на всех передачах в трансмиссии;
- зависимость мощности, подведенной к колесам  $N_e$  при установившемся движении автомобиля  $N_e = f(V)$  на всех передачах в трансмиссии;
- зависимость мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления, от скорости движения автомобиля  $N_{\ddot{a}} = f(V)$ ;
- зависимость суммарной мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления и сопротивления воздуха от скорости движения автомобиля  $N_{\ddot{a}} + N_{\dot{a}} = f(V)$ . В развернутом виде уравнение (14) можно записать так:

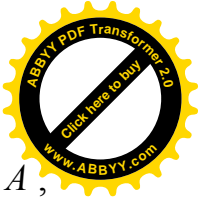
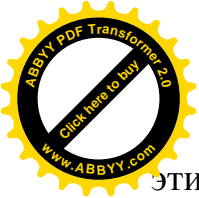
$$N_{\kappa} = N_e \cdot \eta_{mp} = \frac{G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot V}{270} + \frac{G_a \cdot \sin \alpha \cdot V}{270} + \frac{K \cdot F \cdot V^3}{3500} + \frac{G_a \cdot j \cdot \delta_6 \cdot V}{g \cdot 270}$$

Значения  $N_{\dot{a}}$  уже были определены при построении внешней скоростной характеристики двигателя. При расчете, зависимости  $N_{\dot{a}} = f(V)$ , если это специально не оговорено в задании, следует считать, что движение происходит по горизонтальной дороге с твердым и ровным покрытием. При движении по горизонтальной дороге  $\psi = f$ . Расчетное значение коэффициента сопротивления качению  $f$  подсчитывают эмпирической формуле (1).

При расчете зависимости  $N_{\dot{a}} = f(V)$  фактор обтекаемости  $K \cdot F$  берут из предыдущее расчетов. Пример графика мощностного баланса представлен в прилож. 1.

### Использование мощности двигателя при разгоне

Этот график строят в координатах  $N_{\dot{a}} = f(n)$ , он представляет собой график внешней скоростной характеристики двигателя, дополненный шкалой скорости автомобиля (правая вертикаль) и ломаной линией разгона двигателя (см. прилож. 1). На правой вертикали (шкала  $V$ ) против значения  $N_{\dot{a}}$ , соответствующего  $n_{\max}$ , откладывают значение  $V_{\max}$ . После этого определяют масштаб шкалы  $V$  и отмечают значения  $V_{i\max}$  для различных передач автомобиля. Эти точки соединяют прямыми с началом координат. Пересечения



Этих прямых с горизонталями, проведенными через точки  $V_{i\max}$ , дают точки  $A$ ,  $B$ ,  $C$ . Для приведенного графика принят такой порядок разгона двигателя по ломаной  $0 - V_{1\max} - A - V_{2\max} - B - V_{3\max} - C - V_{4\max}$ . Затем определяют среднюю мощность двигателя, используемую при разгоне на каждой передаче, по формуле

$$\bar{N}_i = \frac{N_i + N_e}{2}, \quad (15)$$

где  $N_i$ ,  $N_e$  - соответственно мощность двигателя в начале и в конце разгона. Затем определяют суммарную среднюю мощность двигателя, используемую при разгоне до максимальной скорости:

$$\bar{N} = \frac{\sum \bar{N}_i}{n},$$

где  $n$  - число передач.

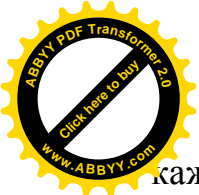
Если точки  $A$ ,  $B$ ,  $C$  лежат на одной вертикали, то условие максимального использования мощности двигателя выполняется. Нетрудно проверить по формуле (15), что при разгоне не по указанной ломаной средняя используемая мощность двигателя уменьшается.

## ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Общую экономичность автомобиля оценивают по себестоимости единицы транспортной работы (одного тонно-километра или одного пассажиро-километра), себестоимость перевозок зависит от совершенства конструкции автомобиля, его технического состояния, стоимости израсходованного топлива, дорожно-климатических условий, заработной платы водителя и многих других факторов /1-4/.

В курсовом проекте рассматривается лишь топливно-экономическая характеристика автомобиля, построенная для высшей передачи в коробке передач и полной нагрузки автомобиля.

Топливо-экономическая характеристика автомобиля показывает зависимость расхода топлива в граммах на один километр пробега от скорости движения автомобиля и суммарного коэффициента сопротивления дороги. Эту характеристику рассчитывают для равномерного движения, она позволяет определить расход топлива при известных величинах  $V$  и  $\psi$  (см. прилож. 1). На



каждой кривой графика наиболее характерны три точки. Первая точка определяет минимальный расход топлива при движении по дороге с заданным значением  $\psi$ . Скорость, соответствующая этому расходу, называется экономической  $V_{j\acute{e}}$ . Крайняя правая точка кривой характеризует расход топлива при полной нагрузке двигателя, что соответствует скорости движения, максимально возможной при данном значении коэффициента сопротивления дороги. Эту точку определяют с использованием динамической характеристики. Крайняя левая точка, каждой кривой соответствует скорости движения на высшей передаче, подсчитанной при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Такой расчет минимальных скоростей движения автомобиля на дорогах с различным коэффициентом сопротивления  $\psi$  является условным, так как при равномерном движении по дорогам, для которых  $\psi < D$ , двигатель работает не по внешней, а по частичным характеристикам. Чем меньше степень использования мощности двигателя  $U, \%$ , тем меньше минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала. Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя в 1,5...2,5 раза меньше, чем при работе с полной подачей топлива.

Однако обычно зависимость минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала от степени использования мощности двигателя неизвестна. Поэтому при построении топливно-экономической характеристики минимальную скорость движения условно считают одинаковой при всех значениях  $\psi$ .

Для автомобилей с дизельным двигателем в зоне малых скоростей кривые имеют менее крутой подъем. Это объясняется лучшей экономичностью дизеля при малой частоте вращения коленчатого вала.

Показателем топливной экономичности автомобиля может служить минимальный расход топлива, соответствующий  $V_{j\acute{e}}$  при испытании автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием. Указываемый, в технической характеристике автомобиля, так называемый контрольный расход топлива практически мало отличается от этого минимального расхода.



## Скоростная топливно-экономическая характеристика двигателя

В основу расчета топливно-экономической характеристики автомобиля кладется обобщенная кривая часовых расходов топлива при полной нагрузке двигателя в зависимости от его оборотов. Приблизительно можно считать, что зависимость часового расхода топлива на полной нагрузке карбюраторного и дизельного двигателей от оборотов соответствует:

$n_e/n_{\max}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$Q_i/Q_{\max}$	0,15	0,35	0,55	0,75	0,90	1,00

Здесь расход топлива на полной нагрузке  $Q_n$  выражен в долях от максимального расхода на полной нагрузке  $Q_{\max}$ , а обороты - в долях от максимальных оборотов  $n_{\max}$ . Величину  $Q_{\max}$  определяют по заданному минимальному удельному эффективному, расходу топлива  $g_{e\min}$  (г/л.с.ч). Минимальный удельный расход топлива  $g_{e\min}$  указан в задании на курсовой проект. При отсутствии данных  $g_{e\min}$  можно принимать, руководствуясь следующими данными:

$g_{e\min} = 220...250$  г/л.с.ч – для карбюраторных двигателей. Меньшие значения относятся к двигателям со степенями сжатия 8...9, большие – к двигателям со степенями сжатия 6...7;

$g_{e\min} = 100...180$  г/л.с.ч – для дизелей с непосредственным впрыском. В среднем можно считать, что величина удельного расхода топлива на максимальных оборотах  $g_{n\max}=(1,15...1,25) \cdot g_{e\min}$ . Большие числа относятся к быстроходным карбюраторным двигателям, меньшие к дизелям. Тогда

$$Q_{\max} = \frac{(1,15...1,25) \cdot g_{e\min} \cdot N_{n\max}}{1000},$$

где  $N_{n\max}$  - мощность двигателя, на максимальных оборотах при полной нагрузке (ее значение берут из расчета внешней скоростной характеристики двигателя). Зная, таким образом,  $Q_{n\max}$  и  $n_{\max}$ , можно для различных  $n_e$  найти  $Q_n$  и построить соответствующую кривую  $Q_n = f(n)$  (см. приложение 1).





## Нагрузочная характеристика двигателя

Наряду с графиком часовых расходов топлива на полной нагрузке основной расчёта топливно-экономической характеристики автомобиля служит обобщенная безразмерная нагрузочная характеристика двигателя. Приблизительно можно считать, что зависимость часового расхода топлива от нагрузки при постоянных оборотах соответствует данным:

Нагрузка, %	10	20	40	60	80	100
$Q_i/Q_n$	0,28	0,35	0,48	0,62	0,75	1,0

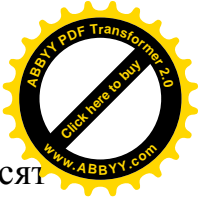
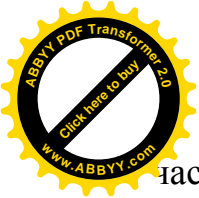
Здесь, отношения часовых расходов, топлива  $Q_i/Q_n$  на постоянных оборотах выражены в долях от расхода на полной нагрузке при тех же оборотах. Нагрузка  $U$ , % выражена в процентах от полной нагрузки при тех же оборотах. По данным строят график  $Q_i/Q_n = f(U)$  (см. приложение 1).

### Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Зная рассчитанные зависимости заданного двигателя  $Q_n = f(n)$  и  $Q_i/Q_n = f(U)$  можно рассчитать топливно-экономическую характеристику автомобиля для любых значений суммарного коэффициента сопротивления дороги  $\psi_i$ . Рекомендуется, принять дня расчёта следующие три значения:

$\psi_1 = 0,015$ ;  $\psi_3 = 0,08 \cdot D_{\max}$  на высшей передаче;  $\psi_2 = \frac{\psi_1 \cdot \psi_3}{2}$ . Значения  $\psi_2$  и  $\psi_3$  округляют таким образом, чтобы они выражались числом с тремя знаками после запятой, оканчивающимся нулём или пятью. Для упрощения расчёта принимают, что  $\psi_i$  не зависят от скорости движения автомобиля.

Расчёт топливно-экономической характеристики автомобиля для высшей передачи в трансмиссии и полной нагрузки производят табличным способом (см. приложение 1, табл. 8). Для этого выбранные три значения  $\psi_i$  заносят в графу 1. В графу 2 выписывают из табл.2 (приложение 1) восемь значений оборотов двигателя, для которых производят расчёт. Из той же табл.2 выписывают значения  $V_a$ ,  $P_m$  и  $P_e$  для высшей передачи (графы 3, 4 и 7). С использованием графика рис. 8 (приложение 1) и данных графы 2 определяют



часовой расход топлива  $Q_n$  и заносят эти данные в графу 5. В графу 6 вносят значения силы сопротивления дороги:

$$P_{\bar{a}} = G_a \cdot \psi$$

При этом принимается допущение, что  $\psi_i = const$  и не зависит от скорости автомобиля. Суммируя данные граф 6 и 7, определяют значения суммарной силы сопротивления и вносят их в графу 8. Нагрузку  $U$  (графа 9) определяют по данным граф 8 и 4:

$$U = \frac{P_{\bar{a}} + P_{\bar{a}}}{P_{\delta}} \cdot 100\%$$

По графику нагрузочной характеристики (приложение 1, рис. 9) и данным графы 9 находят безразмерные величины  $Q_i/Q_n$  и заносят их в графу 10. Перемножая данные граф 5 и 10, получают значения часового расхода топлива  $Q$  (графа 11). По данным граф 3 и 11 находят значения путевого расхода топлива (графа 12):

$$q_n = \frac{Q}{V} \cdot 1000$$

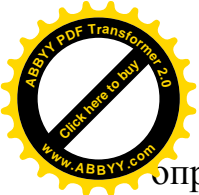
(16)

Для коэффициентов  $\psi_2$  и  $\psi_3$  расчет производят до тех пор, пока нагрузка  $U$  в графе 9 не превысит 100%. По графам 1, 3 и 12 строят график топливно-экономической характеристики автомобиля (см. приложение 1, рис. 10). На этом же графике должна быть также построена огибающая кривая - зависимость

$$q_n = f(V) \text{ при полной подаче топлива. Огибающая}$$

кривая ограничивает область возможных режимов движения автомобиля. Для ее построения используют три точки, соответствующие максимальным скоростям движения автомобиля при трех принятых значений коэффициента сопротивления движению  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  и  $\psi_3$ . А также две дополнительные точки, одну из которых подсчитывают для  $\psi_4 = D_{\max}$  на высшей передаче, а вторую – при коэффициенте сопротивления движению, равном динамическому фактору, соответствующему минимальной устойчивой скорости движения на высшей передаче  $\psi_5 = D_{V_{\min}}$ . Расчет огибающей кривой производят табличным способом (см. приложение 1, табл. 9).

Графа 3 представляет собой максимальные скорости, соответствующие данному коэффициенту сопротивления дороги  $\psi_i$  в графе 2, которые



определяют по кривой динамических факторов на высшей передаче, рассчитанной и построенной в тяговом расчёте автомобиля. В графу 4 заносят обороты двигателя, рассчитанные по формуле (8). Графу 5 заполняют до данным графы 4 и рис. 8 (см. приложение 1). Зная  $Q$  и  $V$  по формуле (16) рассчитывают путевой расход топлива  $q_n$  и заносят его в графу 6. По данным граф 3 и 6 на топливно-экономической характеристике автомобиля (см. приложение 1, рис. 10) строят огибающую кривую, соответствующую полной подаче топлива.

Рассмотрим более подробно выбор величин  $\psi_i$  и  $V_i$  для расчета огибающей кривой. В зависимости от исходных данных на курсовой проект топливно-экономическая характеристика может иметь одну из трех различных конфигураций (рис. 5). Линия  $a_0 - a$  показывает, как изменяется путевой расход топлива  $q_n$  с увеличением скорости автомобиля при движении по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_1$ . Линия  $b_0 - b$  показывает, как изменяется путевой расход топлива  $q_n$  с увеличением скорости автомобиля при движении по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_2$ . Линия  $c_0 - c$  соответствует условиям движения  $\psi_3$ . Точка  $d$  соответствует таким условиям движения ( $\psi = \psi_{V_{\max}}$ ), когда скорость максимальна, а степень использования мощности двигателя равна 100%. При увеличении  $\psi$  больше, чем  $\psi_{V_{\max}}$ , автомобиль не развивает максимальную скорость, и огибающая кривая уходит влево.

На рис. 5, а показан случай, когда  $\psi_2 > \psi_{V_{\max}}$ . То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_2$  он не достигает максимальной скорости. Точка  $d$  расположена ниже точки  $b$ . На рис. 5, б показан случай  $\psi_2 = \psi_{V_{\max}}$ . То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_2$  он достигает максимальной скорости. При этом запаса мощности двигателя не остается. Точка  $d$  совпадает с точкой  $b$ . На рис. 5, в показан случай, когда  $\psi_2 < \psi_{V_{\max}}$ . То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления движения  $\psi_2$  он достигает максимальной скорости, и при этом мощность двигателя использована не полностью. Автомобиль может двигаться с максимальной скоростью по дороге с коэффициентом сопротивления движению  $\psi > \psi_2$ . Точка  $d$  располагается выше точки  $b$ .

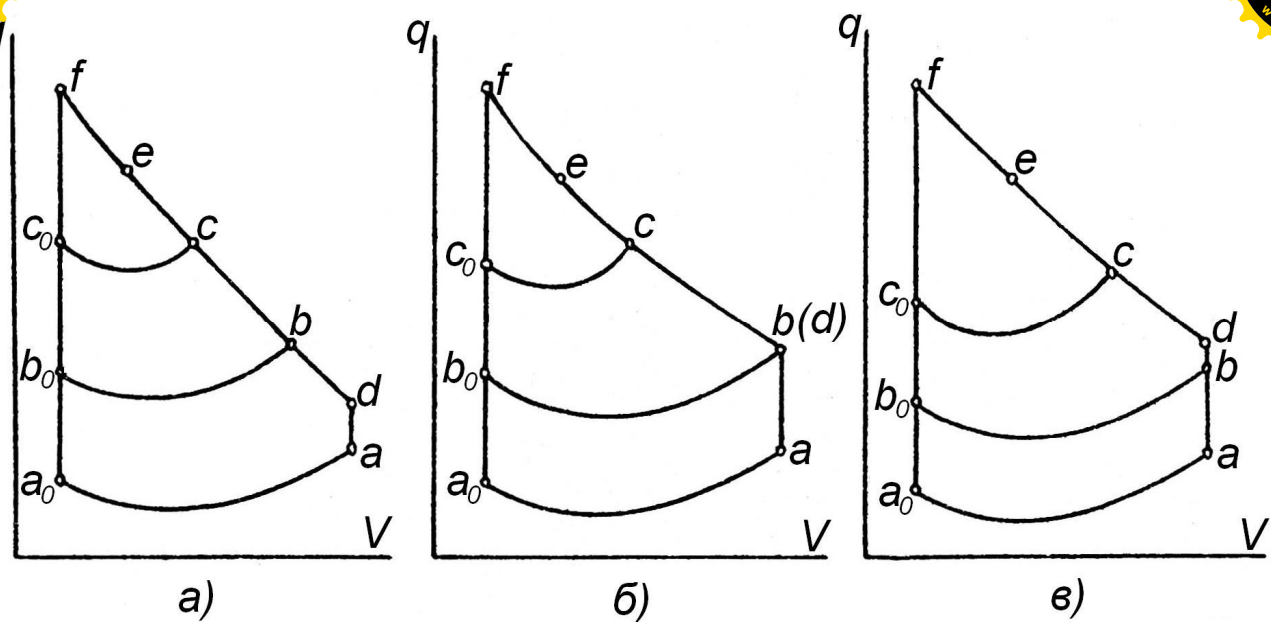


Рис.5. Топливо-экономические характеристики

Перед расчетом огибающей кривой необходимо выписать коэффициенты  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  и  $\psi_{V_{max}}$ , по которым определить, какая из трех топливо-экономических характеристик соответствует рассчитываемому автомобилю.

Для характеристики *a* в расчет огибающей кривой нужно включить точки *d*, *b*, *c*, *e*, *f*. Точке *d* соответствует  $\psi_{V_{max}}$ . Точкам *b* и *c* соответствуют коэффициенты  $\psi_2$  и  $\psi_3$ , найденные ранее (см. с. 32, 33). Точке *e* соответствует коэффициент сопротивления движению, равный максимальному динамическому фактору на высшей передаче. Его определяют по графику динамического паспорта. Точке *f* соответствует коэффициент сопротивления движению, равный динамическому фактору на высшей передаче при минимальной скорости (крайняя левая точка графика  $D_{высш}$ ). Таким образом, определяют  $\psi_i$  для расчета огибающей кривой.

Для выбранных значений  $\psi_i$  необходимо определить наибольшие скорости движения. Для этого необходим динамический паспорт автомобиля. Например, для точки *b* топливо-экономической характеристики на графике  $D = f(V)$  на оси ординат находят  $D = \psi_2$  и проводят горизонталь до пересечения с графиком. Из точки пересечения опускают перпендикуляр и находят значение  $V_b$  - максимальную скорость при движении по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_2$ . Аналогично для других  $\psi_i$  (рис. 6).

Для топливо-экономической характеристики рис.5, б точки *b* и *d* совпадают, и набор исходных данных упрощается.

Для топливно-экономической характеристики рис. 5, в координаты точки  $b$  определены в предыдущем расчете (см. приложение 1, табл. 8) и вносить их в расчет огибающей кривой не требуется. Точке  $d$  соответствуют  $\psi_{V_{\max}}$  и  $V_{\max}$ . Точки  $c, e, f$  определяют аналогично характеристикам рис. 5, а, б.

В процессе расчета топливно-экономической характеристики и огибающей кривой необходимо давать оценку корректности получаемых результатов, а также сопоставлять их с показателями топливной экономичности прототипа или других автомобилей, близких к проектируемому по основным параметрам.

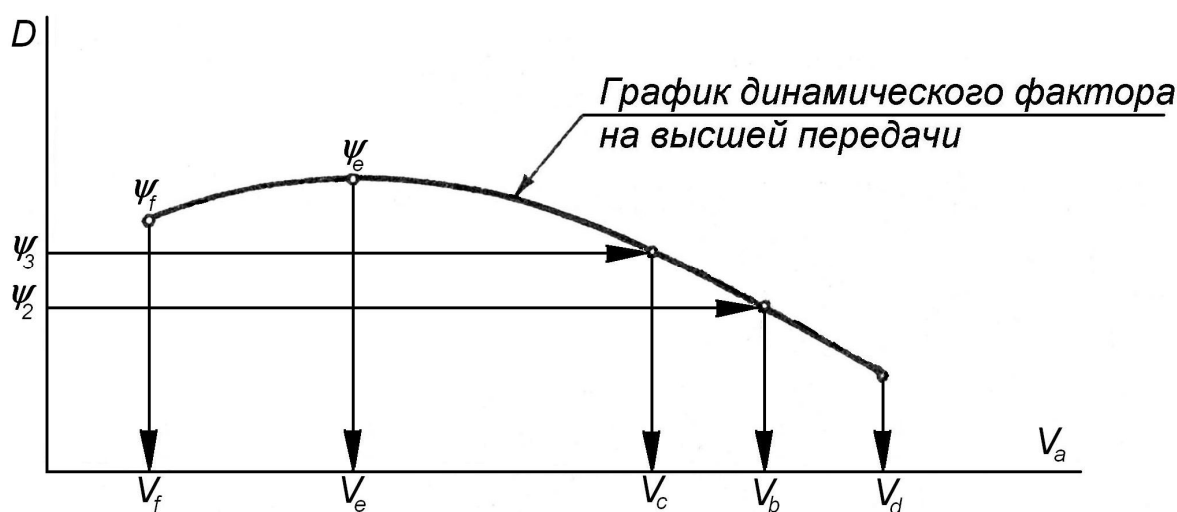


Рис.6. Графический способ определения максимальной скорости для заданного коэффициента сопротивления движению



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории автомобиля и трактора. М.: Высшая школа, 1977. 245 с.
2. Теория и конструкция автомобиля / В.А. Иларионов и др. М.: Машиностроение, 1985. 368 с.
3. Литвинов А.С, Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
4. Методические указания к выполнению курсового проекта по разделу "Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств" /Фрунзенский политехн, ин-т; Сост. В.Р. Страмилов, Э.С. Нусупов, Фрунзе, 1988. 50 с.
5. Краткий автомобильный справочник / НИИАТ. М.: Транспорт, 1984. 464 с.
6. Великанов Д.П., Нифонтов Б.Н., Плеханов И.П. Автомобильные, транспортные средства. Киев: Вища школа, 1978. 176 с.



## Задание

1. Прототип – ВАЗ-2121 «Нива»
2. Количеств – 4 чел. + 100 кг
3. Максимальная скорость  $V_{max} = 120$  км/ч
4. Коэффициент сопротивления качению при малой скорости  $f_0 = 0,025$
5. Максимальный коэффициент дорожного сопротивления  $\psi_{max} = 0,6$
6. Тип двигателя – карбюраторный
7. Минимальный удельный расход топлива  $g_{emin} = 220$  г/л.с.ч.

## 1. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ

### 1.1. Выбор основных параметров автомобиля

Полная масса  $G_a$  автомобиля определяется как сумма массы снаряженного автомобиля  $G_{сн}$ , и массы груза  $G_{гр}$  и пассажиров:

$$G_a = G_{ññ} + G_{ãð} + 75 \cdot n = 1150 + 100 + 75 \cdot 4 = 1550 \text{ кг}$$

$G_{сн} = 1150$  кг - масса снаряженного автомобиля (принята по прототипу);

$G_{гр} = 100$  кг – масса груза (по заданию)

$n = 4$  – количество пассажиров (по заданию).

Так как, рассчитанная полная масса совпадает с полной массой прототипа, распределение полной массы между осями принято по прототипу:

$G_1 = 750$  кг - нагрузка на среднюю ось прототипа

$G_2 = 800$  кг - нагрузка на заднюю ось прототипа

Выбор шин производим по наиболее нагруженным колесам – задним.

Нагрузка на одно заднее колесо равна:

$$G'_2 = \frac{G_2}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ кг.}$$

По справочнику выбираем шины:

размер шины 6,95 – 13;

максимальная нагрузка - 575 кг,

максимальная скорость  $V_{max} = 150$  км/ч;

статический радиус  $r_k = 0,322$  м.



Фактор обтекаемости  $W$  определяется по формуле для автомобиля:

$$W = K \cdot F = 0,03 \cdot 2,35 = 0,0705 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$$

где  $K = 0,03 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$  - коэффициент обтекаемости (принят по табл. 2 методических указаний);

$$F = B \cdot H = 1,43 \cdot 1,64 = 2,35 \text{ м}^2 \text{ - лобовая площадь;}$$

$$B = 1,43 \text{ м - колея автомобиля (принята по прототипу);}$$

$$H = 1,64 \text{ м - высота автомобиля (принята по прототипу).}$$

КПД трансмиссии выбран по табл. 3 методических указаний:

$$\eta_{тр} = 0,86$$

Коэффициент сопротивления качению для различных скоростей определяем по формуле:

$$f = f_o \cdot \left( 1 + \frac{V_a^2}{20000} \right),$$

где  $V_a = 120 \text{ км/ч}$  – максимальная скорость автомобиля (по заданию);

$f_o = 0,025$  - коэффициент сопротивления качению при малой скорости (по заданию).

При максимальной скорости

$$\psi_{v_{\max}} = 0,025 \cdot \left( 1 + \frac{120^2}{20000} \right) = 0,043$$

## 1.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Ориентируясь на прототип, принимаем следующие величины:

$n_{\min} = 1000 \text{ об/мин}$  – минимально устойчивые обороты двигателя при работе под нагрузкой;

$n_N = 5300 \text{ об/мин}$  – обороты максимальной мощности;

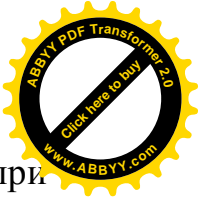
$n_{\max} = 5800 \text{ об/мин}$  – максимальные обороты двигателя.

$$\lambda = \frac{n_{\max}}{n_N} = \frac{5800}{5300} = 1,094.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости:

$$N_{\dot{a}} = \frac{G_a \cdot \psi_{v_{\max}} \cdot V_{\max}}{270} = \frac{1550 \cdot 0,043 \cdot 120}{270} = 29,6 \text{ л.с.}$$





Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха при максимальной скорости:

$$N_e = \frac{W \cdot V_{\max}^3}{3500} = \frac{0,0705 \cdot 90^3}{3500} = 34,8 \text{ л.с.}$$

Мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля равна:

$$N_V = (N_a + N_{\dot{a}}) \frac{1}{\eta_{\dot{a}}} = (29,6 + 34,8) \frac{1}{0,86} = 74,9 \text{ л.с.}$$

Максимальная мощность двигателя равна:

$$N_{\dot{a}_{\max}} = \frac{N_V}{\lambda + \lambda^2 - \lambda^3} = \frac{74,9}{1,094 + 1,094^2 - 1,094^3} = 76,3 \text{ л.с.}$$

Внешняя скоростная характеристика двигателя рассчитывается по формуле Лейдермана:

$$N_e = N_{e_{\max}} \cdot \left[ \frac{n_e}{n_N} + \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] = 76,3 \cdot \left[ \frac{n_e}{5300} + \left( \frac{n_e}{5300} \right)^2 - \left( \frac{n_e}{5300} \right)^3 \right]$$

Эффективный крутящий момент по формуле:

$$M_e = 716,2 \cdot \frac{N_e}{n_e}$$

Результаты расчета внешней скоростной характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1

$n_e$ , об/мин	1000	1700	2400	3100	3800	4500	5300	5800
$N_e$ , л.с.	16,6	29,8	43,1	55,5	65,8	73,1	76,3	74,9
$M_e$ , кгс·м	11,9	12,6	12,9	12,8	12,4	11,6	10,3	9,2

По значениям табл. 1 строим график внешней скоростной характеристики (рис. 1).

### 1.3. Определение передаточных чисел трансмиссии

Передаточные числа раздаточной коробки принимаем по прототипу:

$U_{\dot{a}_v} = 1,2$  – высшая передача,

$U_{\dot{a}_n} = 2,123$  – низшая передача.

Сначала определяем передаточное число главной передачи, из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля при движении на высшей передачи:



$$U_o = \frac{0,38 \cdot n_{\max} \cdot r_K}{V_{\max} \cdot U_{кв} \cdot U_{\delta\delta}} = \frac{0,38 \cdot 5800 \cdot 0,322}{120 \cdot 1 \cdot 1,2} = 4,928$$

где  $U_{кв} = 1$  передаточное число высшей (четвертой) передачи.

Затем определяем передаточное число первой передачи КПП из условия преодоления заданного максимального дорожного сопротивления  $\Psi_{\max}$ :

$$U_1 \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_K}{M_{e\max} \cdot U_{\delta\delta} \cdot U_o \cdot \eta_{mp}} = \frac{1550 \cdot 0,6 \cdot 0,322}{12,9 \cdot 2,123 \cdot 4,928 \cdot 0,86} = 2,58.$$

Учитывая, что  $U_1$  должно быть больше и равно 2,58 принимаем  $U_1 = 3,242$  по прототипу и проверяем его на отсутствие буксования:

$$U_1 \leq \frac{G_{acc} \cdot g \cdot \varphi_x \cdot m_{pi} \cdot r_K}{M_{e\max} \cdot U_{\delta\delta} \cdot U_o \cdot \eta_{mp}} = \frac{1550 \cdot 9,81 \cdot 0,7 \cdot 0,322}{12,9 \cdot 2,123 \cdot 4,928 \cdot 0,86} = 29,5$$

Условие  $U_1 = 3,242 < 29,5$  выполняется.

Определяем передаточные числа промежуточных передач:

$$U_2 = \sqrt[3]{U_1^2} = \sqrt[3]{3,242^2} = 2,19$$

$$U_3 = \sqrt[3]{U_1} = \sqrt[3]{3,242} = 1,48$$

#### 1.4. Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля

Тяговая характеристика автомобиля представляет собой график зависимости тяговой силы  $P_m$  от скорости движения автомобиля  $V_i$  на различных передачах:

$$P_o = \frac{M_e \cdot U_{ki} \cdot U_{\delta\delta} \cdot U_o \cdot \eta_{\delta\delta}}{r_e}; \quad V_i = \frac{0,38 \cdot n_e \cdot r_e}{U_{ki} \cdot U_{\delta\delta} \cdot U_o}.$$

Результаты расчета  $P_m$  и  $V_i$  приведены в табл. 2. Тяговый баланс автомобиля представляет собой распределение тяговой силы по видам сопротивления движению.

Сила сопротивления качению:

$$P_o = G_a \cdot \psi$$

Сила сопротивления воздуху:

$$P_e = \frac{K \cdot F \cdot V^2}{13}$$

Результаты расчета сил  $P_o$  и  $P_e$  приведены в табл. 2. При  $V_{\max}$   $P_m = P_o + P_e$  (рис. 2).



## 1.5. Динамический паспорт автомобиля

Динамический фактор  $D$  представляет собой тяговую силу, уменьшенную на силу сопротивления воздуха и отнесенную к полному весу автомобиля:

$$D_i = \frac{P_o - P_a}{G_a}.$$

Зависимость динамического фактора от скорости движения на каждой передаче называется динамической характеристикой автомобиля. Динамическая характеристика, совмещенная с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования, называется динамическим паспортом. Расчет динамических факторов на всех передачах представлен в табл. 2 и на рис. 3.

На продолжении оси абсцисс слева от динамической характеристики автомобиля (рис. 3) откладывается равномерная шкала нагрузок. Левая вертикаль  $D_o$  графика является шкалой динамического фактора ненагруженного автомобиля. Для шкалы  $D_o$  масштаб динамического фактора

$$a_o = a_{100} \cdot \frac{G_o}{G_a} = 40 \cdot \frac{1150}{1550} = 29.7 \text{ мм},$$

где  $a_{100} = 40$  мм - отрезок выражающий динамический фактор величиной 0,1 для полностью нагруженного автомобиля,  $G_o$  и  $G_a$  соответственно масса автомобиля в порожнем и груженном состояниях.

## 1.6. Ускорения автомобиля

Динамические свойства автомобиля в значительной мере характеризуются величиной ускорения, развиваемого им. График ускорений строят в системе координат  $j=f(V)$  для всех передач. Для этого используем формулу, выведенную из уравнения тягового баланса и динамического фактора:

$$j_i = \frac{(D_i - \psi_i) \cdot g}{\delta_{ei}}$$

где  $\delta_{ei}$  - коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс можно определить по формуле:

$\delta_{ai} = 1,04 + 0,04 \cdot U_i^2$ , для 1 передачи  $\delta_{e1} = 1,46$ , для 2 передачи  $\delta_{e2} = 1,23$ , для 3 передачи  $\delta_{e3} = 1,13$ , для 4 передачи  $\delta_{e4} = 1,08$ .

Результаты расчетов ускорений приведены в табл. 2. По данным табл. 2 построен график ускорений (рис. 4).

Таблица 2

Передача	$n_e$ об/мин	1000	1700	2400	3100	3800	4500	5300	5800
1	$V_1, \text{км/ч}$	6,4	10,8	15,3	19,8	24,3	28,7	33,8	37
	$P_{m1}, \text{кгс}$	609,3	645,2	660,5	655,4	634,9	593,9	527,4	471,1
	$P_{e1}, \text{кгс}$	0,2	0,6	1,3	2,1	3,2	4,5	6,2	7,4
	$D_1$	0,392	0,416	0,425	0,421	0,407	0,380	0,336	0,299
	$\psi_1$	0,025	0,025	0,025	0,025	0,026	0,026	0,026	0,027
	$j_1, \text{м/с}^2$	2,46	2,63	2,68	2,66	2,56	2,38	2,08	1,83
2	$V_2, \text{км/ч}$	9,4	16,1	22,7	29,3	35,9	42,5	50,1	54,8
	$P_{m2}, \text{кгс}$	411,6	435,8	446,2	442,7	428,9	401,2	356,3	318,2
	$P_{e2}, \text{кгс}$	0,5	1,4	2,8	4,6	6,9	9,8	13,6	16,3
	$D_2$	0,265	0,280	0,286	0,282	0,272	0,252	0,221	0,195
	$\psi_2$	0,025	0,025	0,026	0,026	0,027	0,027	0,028	0,029
	$j_2, \text{м/с}^2$	1,91	2,03	2,07	2,04	1,96	1,79	1,53	1,32
3	$V_3, \text{км/ч}$	14,0	23,8	33,5	43,3	53,1	62,9	74,1	81,1
	$P_{m3}, \text{кгс}$	278,1	294,5	301,5	299,2	289,8	271,1	240,1	215,1
	$P_{e3}, \text{кгс}$	1,1	3,1	6,1	10,2	15,3	21,4	29,8	35,6
	$D_3$	0,179	0,188	0,191	0,186	0,177	0,161	0,136	0,116
	$\psi_3$	0,025	0,026	0,026	0,027	0,028	0,030	0,032	0,033
	$j_3, \text{м/с}^2$	1,31	1,41	1,43	1,38	1,29	1,14	0,90	0,72
4	$V_4, \text{км/ч}$	20,7	35,2	49,6	64,1	78,6	93,1	109,6	120,0
	$P_{m4}, \text{кгс}$	187,9	199,0	203,7	202,2	195,8	183,2	162,7	145,3
	$P_{e4}, \text{кгс}$	2,3	6,7	13,3	22,3	33,5	47,0	65,1	78,3
	$D_4$	0,119	0,124	0,123	0,116	0,105	0,088	0,063	0,043
	$\psi_4$	0,025	0,026	0,028	0,030	0,033	0,036	0,040	0,043
	$j_4, \text{м/с}^2$	0,85	0,88	0,86	0,78	0,65	0,47	0,20	0,0
	$P_d, \text{кгс}$	39,0	41,0	43,0	46,0	50,0	55,0	62,0	67,0
	$P_d + P_e, \text{кгс}$	41,3	47,7	56,3	68,3	83,5	102,0	127,1	145,3

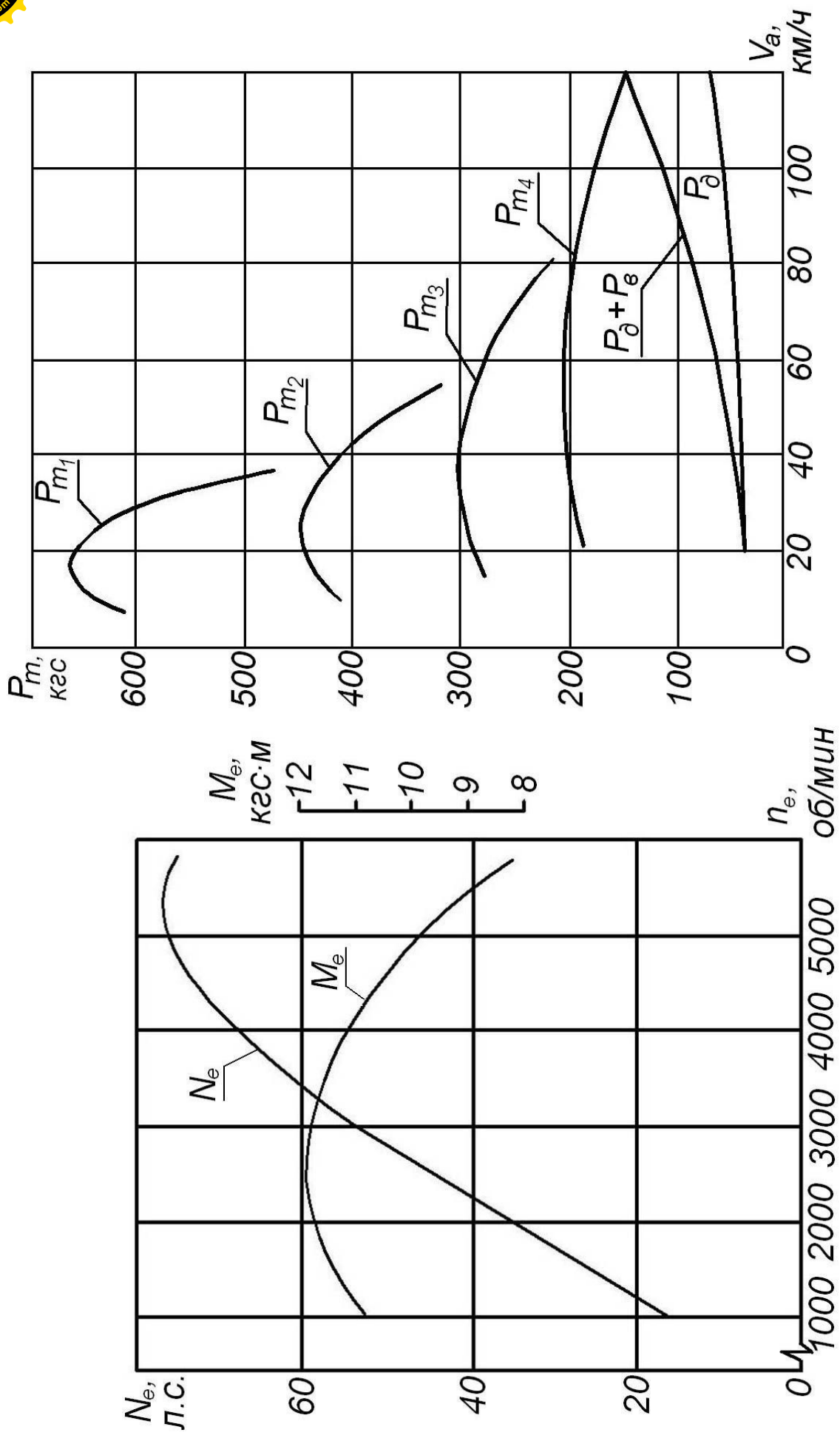


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Рис. 2. Тяговая характеристика и тяговый баланс двигателя

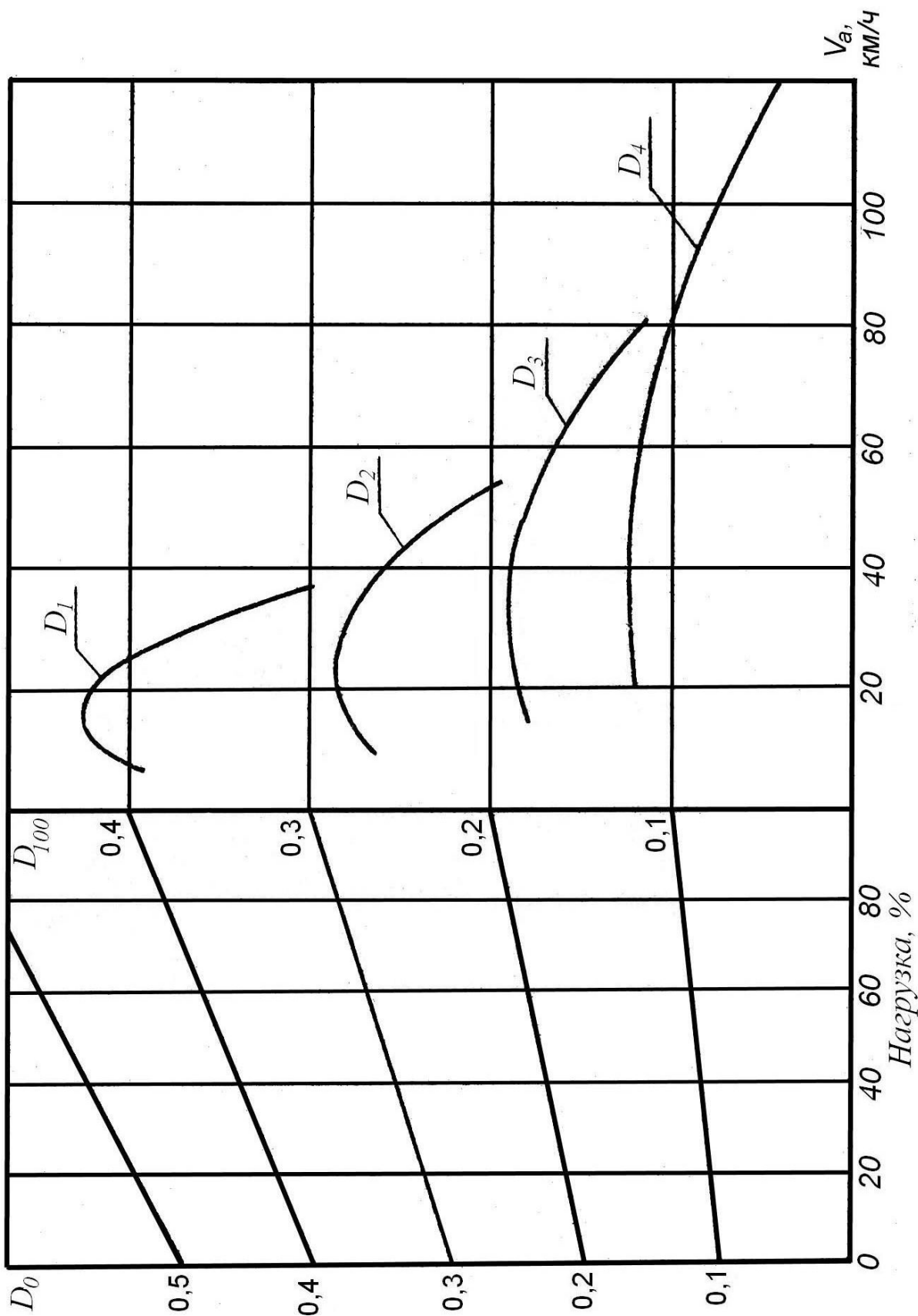


Рис.3. Динамический паспорт автомобиля



## 1.7. Время и путь разгона

В качестве исходных данных для расчета используют график ускорений. Кривая ускорений для каждой передачи разбивается на несколько интервалов скоростей. Принимается допущение, что в каждом интервале скорости движение происходит с постоянным ускорением  $j_{\bar{n}\delta}$ . При изменении скорости в интервале  $\Delta V$  среднее ускорение равно:

$$j_{\bar{n}\delta} = \frac{j_1 + j_2}{2},$$

где  $j_1, j_2$  - соответственно величины ускорений в начале и в конце выбранного интервала.

Время разгона в этом интервале выражается формулой:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{3,6 \cdot j_{\bar{n}\delta}},$$

Путь разгона в интервале определяется при помощи формулы:

$$\Delta S = V_{\bar{n}\delta} \cdot \frac{\Delta t}{3,6},$$

где  $V_{\bar{n}\delta} = \frac{V_1 + V_2}{2}$  - средняя скорость в интервале

Результаты расчета времени и пути разгона в каждом интервале приведены в табл. 3.

Общее время разгона и путь разгона получают суммированием по интервалам:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$
$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n$$

Результаты суммирования представлены в табл. 4. По данным табл. 4 построен график времени и пути разгона (рис. 5)



Таблица 3

№	Показатель	Интервалы						
		1	2	3	4	5	6	7
1	$\Delta V$ , км/ч	4,4	4,5	4,5	4,5	4,4	5,1	1,6
	$j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup>	2,54	2,66	2,67	2,61	2,47	2,23	2,1
	$V_{cp}$ , км/ч	8,6	13,05	17,66	22,1	26,5	31,2	35,2
	$\Delta t$ , с	0,48	0,47	0,47	0,48	0,49	0,63	0,21
	$\Delta S$ , м	1,14	1,4	2,3	2,95	3,6	5,46	2,1
2	$\Delta V$ , км/ч	6,6	7,6	4,7				
	$j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup>	1,88	1,66	1,43				
	$V_{cp}$ , км/ч	39,2	46,3	52,4				
	$\Delta t$ , с	0,97	1,27	0,91				
	$\Delta S$ , м	10,5	16,3	13,2				
3	$\Delta V$ , км/ч	9,8	11,2	7,0				
	$j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup>	1,22	1,02	0,81				
	$V_{cp}$ , км/ч	58,0	68,5	77,6				
	$\Delta t$ , с	2,23	3,05	2,4				
	$\Delta S$ , м	35,9	58,0	51,7				
4	$\Delta V$ , км/ч	14,5	16,5	10,4				
	$j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup>	0,56	0,24	0,10				
	$V_{cp}$ , км/ч	85,8	101,3	114,8				
	$\Delta t$ , с	7,2	19,5	28,9				
	$\Delta S$ , м	171,6	548,7	921,5				

Таблица 4

$V_a$ , км/ч	17,9	35,5	57,7	75,9	106,9	117,3
$t_p$ , с	1,9	4,2	8,6	14,1	40,7	69,6
$S_p$ , м	8,1	29,7	95,1	204,8	925,0	1846,6



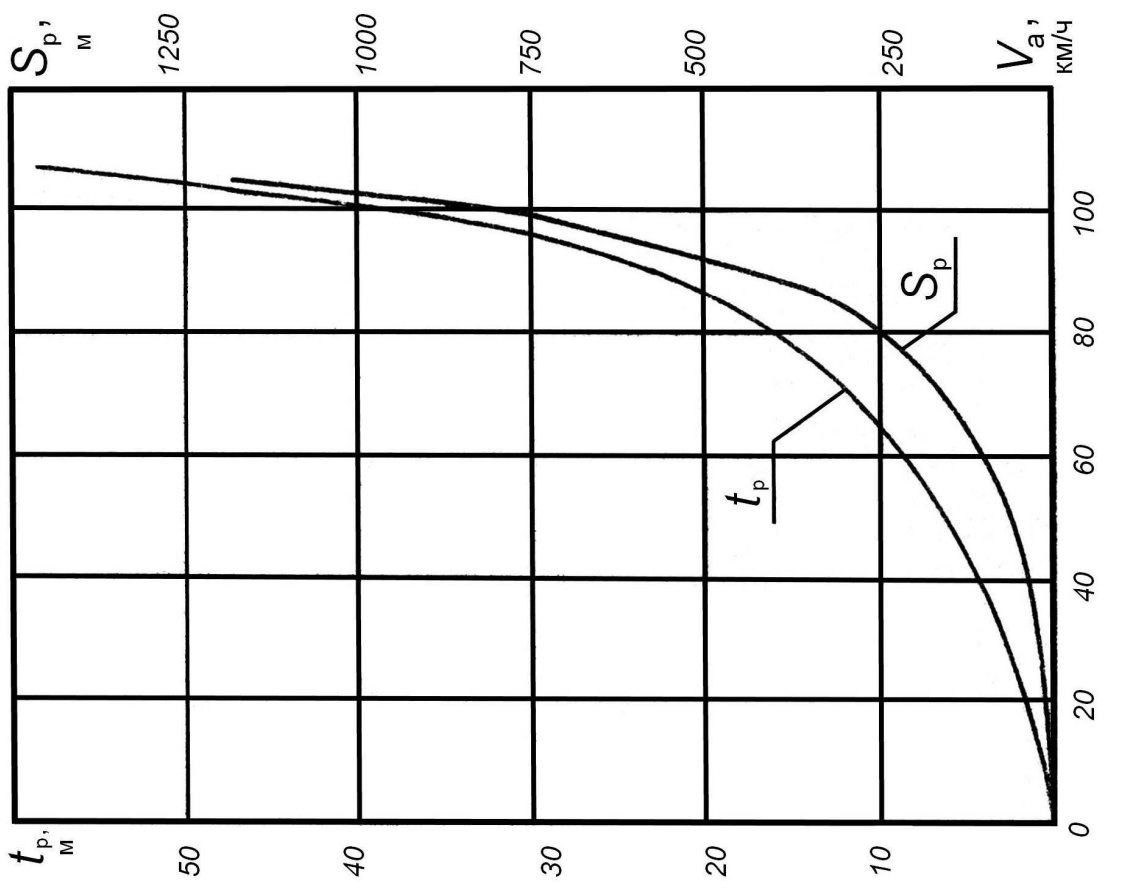


Рис.4. Ускорение автомобиля

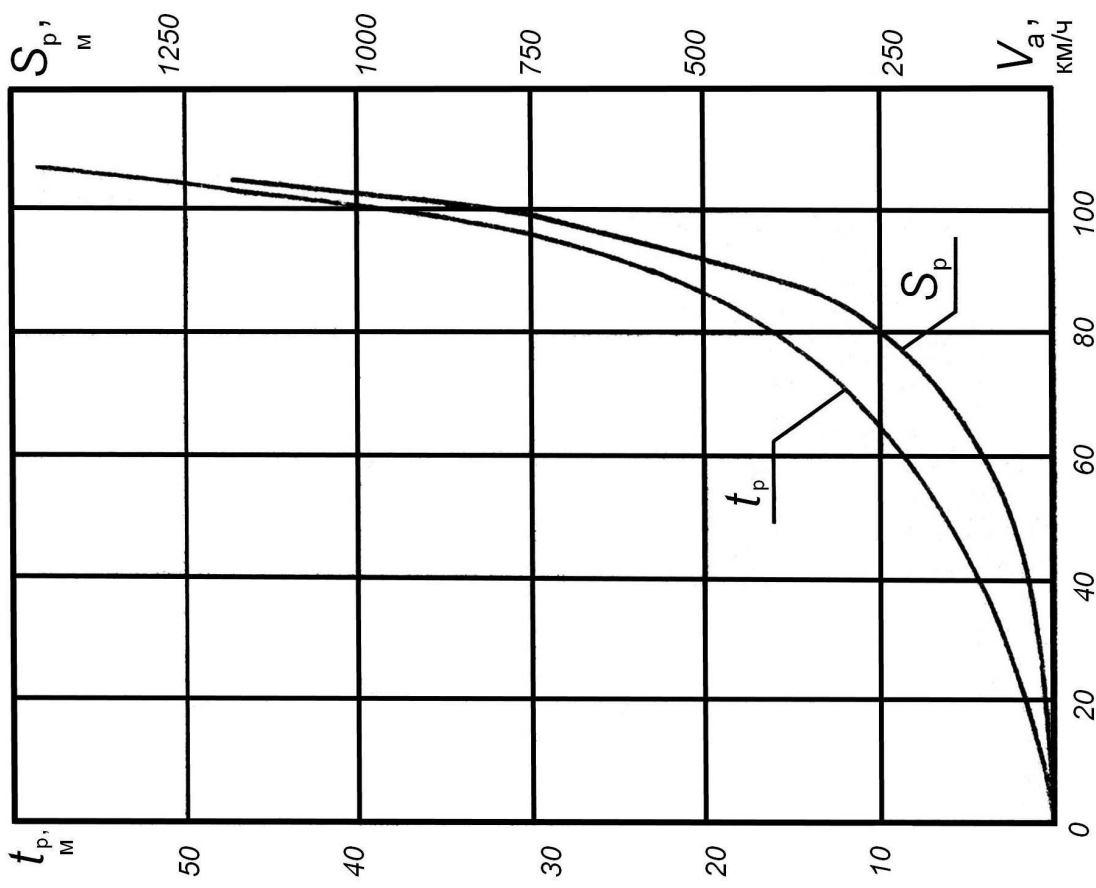


Рис.5. Время и путь разгона автомобиля



## 1.8. Мощностная характеристика и мощностной баланс

Мощностная характеристика представляет собой график зависимости мощностей  $N_e$  и  $N_k$  от скорости автомобиля при движении на различных передачах. Мощностной баланс автомобиля представляет собой распределение мощности по видам сопротивления:

$$N_k = N_f + N_\alpha + N_\epsilon + N_j,$$

Так как расчет производят для случая равномерного движения по горизонтальной дороге,  $N_\alpha = N_j = 0$ . Тяговая мощность, подведенная к колесам:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{mp}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления дороги:

$$N_f = \frac{G_a \cdot f \cdot V_a}{270}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха:

$$N_\epsilon = \frac{K \cdot F \cdot V_a^3}{3500}.$$

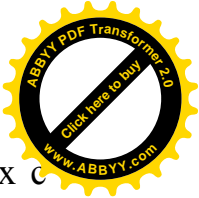
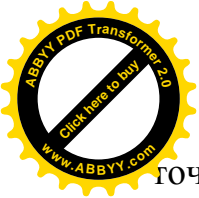
Результаты расчета мощностного баланса приведены в табл. 5. По данным табл. 5 построен график мощностного баланса (рис. 6).

Таблица 5

$n_e$ , об/мин	1000	1700	2400	3100	3800	4500	5300	5800
$N_e$ , л.с.	16,6	29,8	43,1	55,5	65,8	73,1	76,3	74,9
$N_k$ , л.с.	14,3	25,6	37,1	47,7	56,5	62,8	65,6	64,4
$N_f$ , л.с.	3,0	5,3	8,0	11,1	14,7	19,1	25,2	29,6
$N_\epsilon$ , л.с.	0,2	0,8	2,4	5,3	9,8	16,2	26,5	34,8
$N_f + N_k$ , л.с.	3,2	6,1	10,4	16,4	24,5	35,3	51,7	64,4

## 1.9. Использование мощности двигателя при разгоне

Этот график строят в координатах  $N_e = f(n_e)$ , (рис. 7) и представляет график внешней скоростной характеристики двигателя, дополненный шкалой скорости автомобиля (правая вертикаль) и ломаной линией разгона двигателя. На правой вертикали (шкала  $V$ ) против значения  $N_e$ , соответствующего  $n_{max}$ , откладывают значение  $V_{max}$ . После этого определяют масштаб шкалы  $V$   $M_V = 120/112 = 1,07$  км/ч·мм и отмечают значения  $V_{imax}$  для различных передач автомобиля. Эти



Точки соединяют прямыми с началом координат. Пересечение этих прямых с горизонталями, проведенными через точки  $V_{imax}$ , дают точки А, В, С, D.

Затем определяют среднюю мощность двигателя, используемую при разгоне на каждой передаче, по формуле:

$$N_i = \frac{N_i + N_e}{2}, \text{ л.с.}$$

где  $N_n$  и  $N_k$  - соответственно мощность двигателя в начале и в конце разгона.

$$N_1 = \frac{0+23}{2} = 11,5 \text{ л.с.}$$

$$N_2 = \frac{23+34}{2} = 28,5 \text{ л.с.}$$

$$N_3 = \frac{34+50}{2} = 42,0 \text{ л.с.}$$

$$N_4 = \frac{50+74,9}{2} = 62,4 \text{ л.с.}$$

Суммарная средняя мощность двигателя, используемая при разгоне до максимальной скорости:

$$N = \frac{\sum N_i}{n} = \frac{11,5 + 28,5 + 42,0 + 62,4}{4} = 36,1 \text{ л.с.}$$

Если точки А, В, С, D лежат на одной вертикали, то условие максимального использования мощности двигателя выполняется.

График использования мощности двигателя при разгоне представлен на рис. 7.

## 2. Расчет показателей топливной экономичности

### 2.1. Часовой расход топлива (скоростная характеристика)

В основу расчета топливно-экономической характеристики автомобиля кладется обобщенная кривая часовых расходов топлива при полной нагрузке двигателя в зависимости от его оборотов. Приближено можно считать при  $n_e/n_{max} = Q_n/Q_{max}$  (табл. 6). Здесь расход топлива на полной нагрузке  $Q_n$  выражен в долях от максимального расхода на полной нагрузке. Величину  $Q_{max}$  определяют по заданному минимальному удельному эффективному расходу топлива  $g_{emin}$  (г/л.с. ч). Максимальный часовой расход топлива  $Q_{max}$  определяются

по формуле

$$Q_{max} = \frac{1,2 \cdot g_{emin} \cdot N_{emax}}{1000} = \frac{1,2 \cdot 220 \cdot 74,9}{1000} = 19,8 \text{ кг/ч.}$$

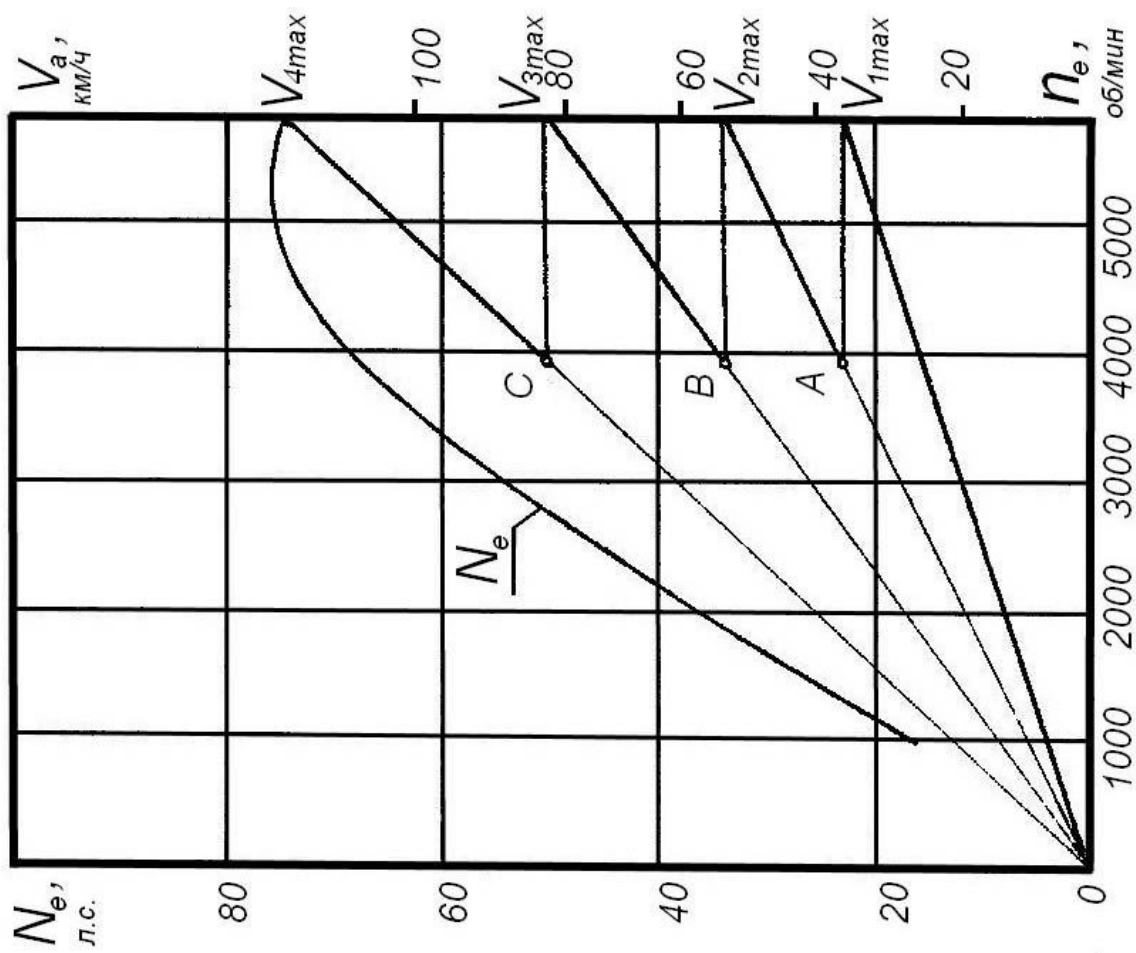


Рис.7. Использование мощности двигателя при разгоне

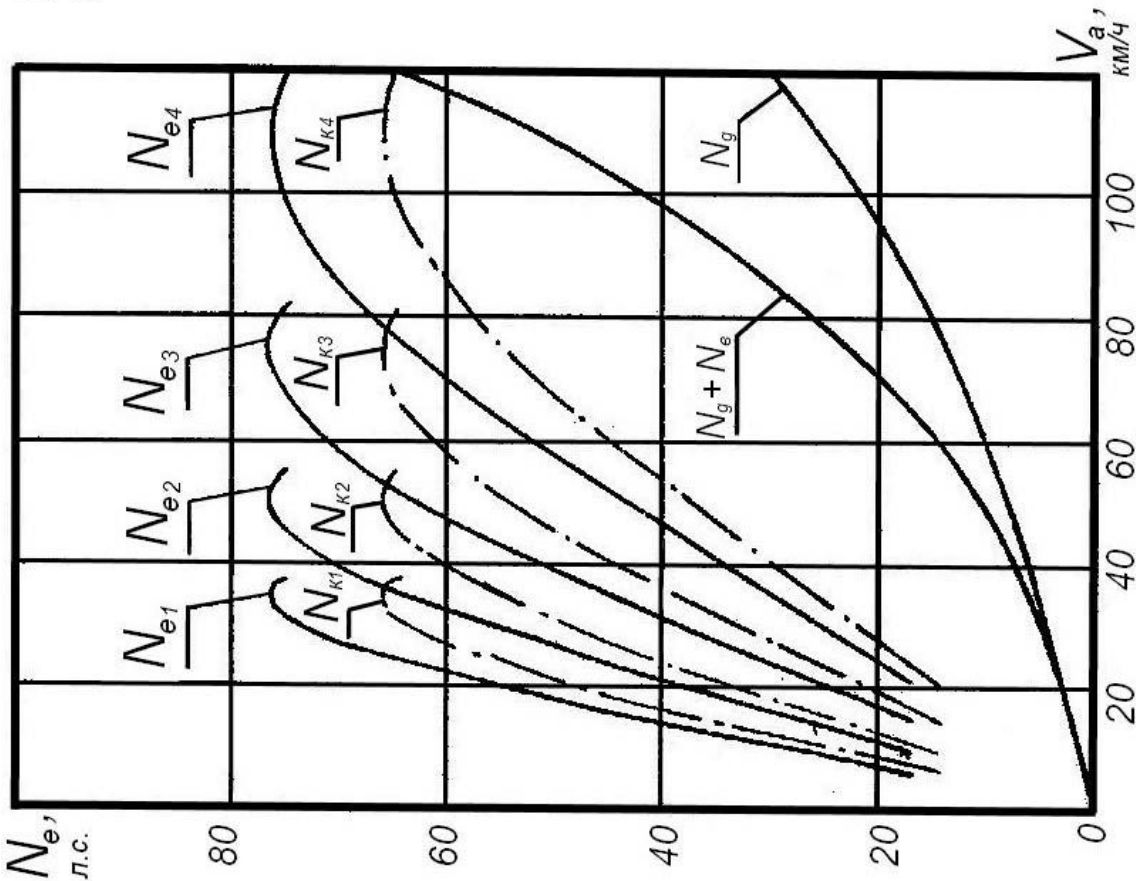


Рис.6. Мощностной баланс автомобиля

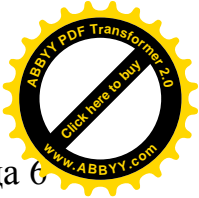


Таблица 6

$n_e/n_{max}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$Q_n/Q_{max}$	0,15	0,35	0,55	0,75	0,90	1,00
$n_e$ , об/мин	580	1160	2320	3480	4640	5800
$Q_n$ , кг/ч	2,9	6,9	10,9	14,85	17,8	19,8

По данным табл. 6 построен график скоростной топливно-экономической характеристики (рис.8).

## 2.2. Нагрузочная характеристика

Наряду с графиком часовых расходов топлива на полной нагрузке основной расчет топливно-экономической характеристики автомобиля служит обобщенная безразмерная нагрузочная характеристика двигателя.

Приближенно можно считать, что зависимость часового расхода топлива от нагрузки при постоянных оборотах соответствует (табл. 7), данным, по которым построен график обобщенной безразмерной нагрузочной характеристики двигателя (рис. 9).

Таблица 7

Нагрузка, %	10	20	40	60	80	100
$Q_i/Q_n$	0,28	0,35	0,48	0,62	0,75	1,00

## 2.3. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Зная рассчитанные зависимости заданного двигателя  $Q_n=f(n)$  и  $Q_i/Q_n=f(U)$ , можно рассчитать топливно-экономическую характеристику автомобиля для любых значений суммарного коэффициента сопротивления дороги  $\psi_i$ .

Характеристика рассчитывается для трех значений суммарного коэффициента сопротивления дороги:

$$\psi_1 = 0,015 ;$$

$$\psi_3 = 0,8 \cdot D_{4max} = 0,8 \cdot 0,124 = 0,0992;$$

$$\psi_2 = \frac{\psi_1 + \psi_3}{2} = \frac{0,015 + 0,0992}{2} = 0,0571.$$

Округляем  $\psi_i$  до следующих значений:

$$\psi_1 = 0,015 ; \psi_2 = 0,060 ; \psi_3 = 0,1.$$

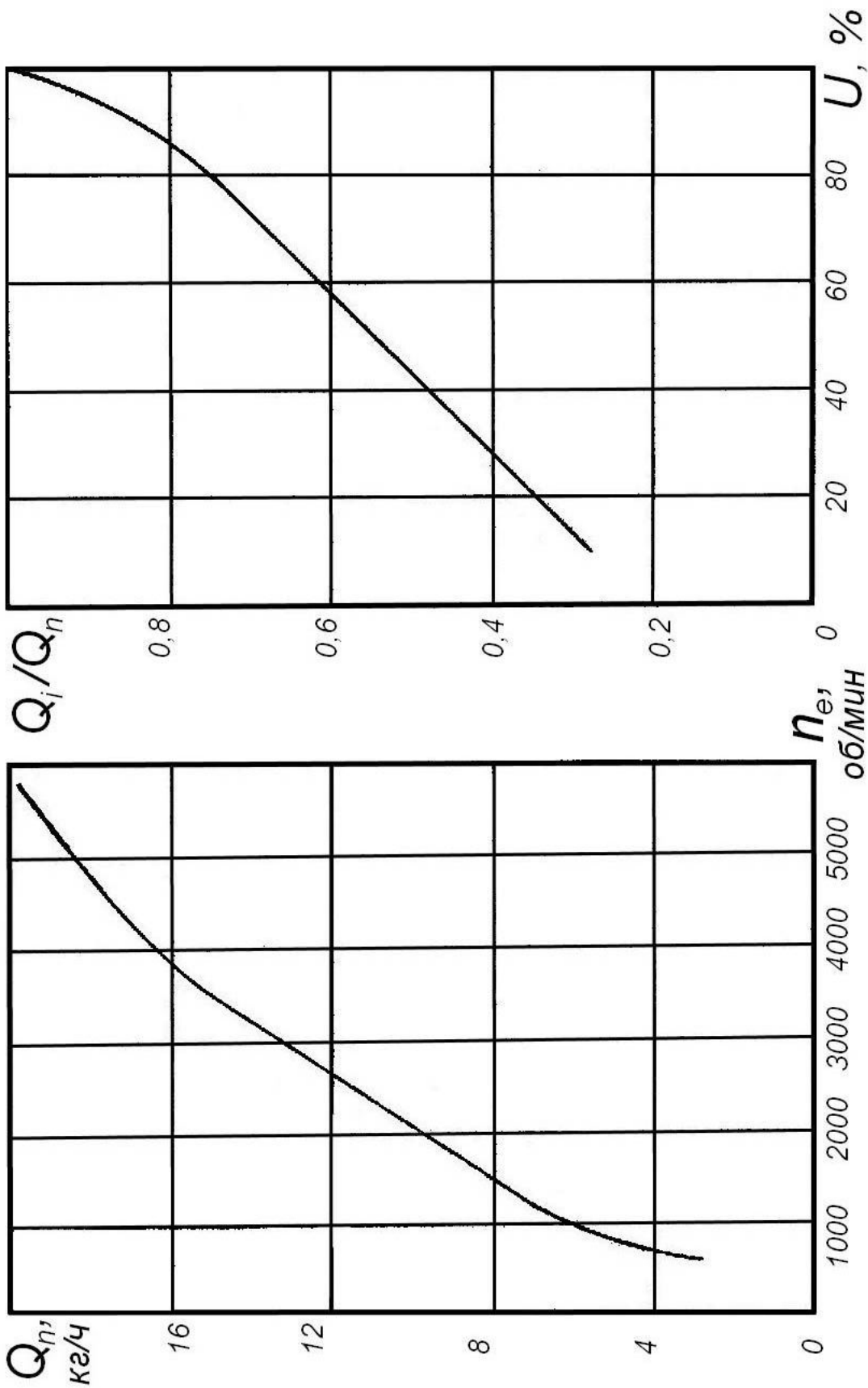
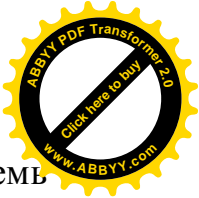


Рис.8. Скоростная характеристика

Рис.9. Нагрузочная характеристика



И вносим их в графу 1 табл. 8. В графу 2 выписываем из табл. 2 восемь значений оборотов двигателя, для которых производится расчет. Из этой же табл. 2 выписываем значения  $V_a$ ,  $P_m$  и  $P_e$  для высшей передачи (графы 3, 4 и 7). С использованием графика (рис. 8) и данных графы 2 определяем часовой расход топлива  $Q_n$  и заносим эти данные в графу 5. В графу 6 вносим значения силы сопротивления дороги:

$$P_d = G_a \cdot \psi_i,$$

При этом допускаем, что  $\psi_i = \text{const}$  и не зависит от скорости автомобиля. Суммируя данные граф 6 и 7, получаем значения суммарной силы сопротивления и вносим их в графу 8. Нагрузка  $U$  (графа 9) определяется по данным граф 8 и 4:

$$U = \frac{P_d + P_a}{P_e} \cdot 100\%.$$

По графику нагрузочной характеристики (рис. 9) и данным графы 9 находим безразмерные величины  $Q_i/Q_n$  и заносим их в графу 10. Перемножая данные граф 5 и 10, получаем значения часового расхода топлива  $Q$  (графа 11). По данным граф 3 и 11 находим значения путевого расхода топлива  $q_n$  (графа 12):

$$q_n = \frac{Q_n}{V} \cdot 1000$$

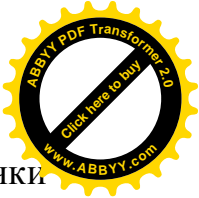
Для коэффициентов  $\psi_2 = 0,06$  и  $\psi_3 = 0,1$ , расчет производим до тех пор, пока нагрузка  $U$  в графе не превысит 100 %. По данным табл. 8 построена топливно-экономическая характеристика автомобиля (рис.10).

Для построения кривой зависимости  $q_n = f(V)$  при полной подачи топлива (огибающая кривая) использованы три точки, соответствующие максимальным скоростям движения автомобиля при трех принятых значениях  $\psi_i$  и две дополнительные точки, одна из которых рассчитывается для  $\psi_4 = D_{5max} = 0,124$ , а вторая при  $\psi$ , равном динамическому фактору, соответствующему минимальной устойчивой скорости движения на высшей передаче,  $\psi_5 = D_{vmin} = 0,119$ .

Таблица 8

$\psi_i$	$n_e$ , об/мин	$V_a$ , км/ч	$P_m$ , кгс	$Q_n$ , кг/ч	Силы сопротивления			$U$ , %	$Q_i/Q_n$	$Q$ , кг/ч	$q_n$ , г/км
					$P_D$ , кгс	$P_e$ , кгс	$P_D+P_e$ , кгс				
0,015	1										
	1000	20,7	187,9	6,0	6	2,3	25,6	9	10	11	12
	1700	35,2	199,0	8,8		6,7	30,0	13,6	0,30	1,8	87
	2400	49,6	203,7	11,2		13,3	33,6	15,0	0,31	2,7	77
	3100	64,1	202,2	13,6		22,3	45,6	18,0	0,33	3,7	74
	3800	78,6	195,8	15,8	23,3	33,5	56,8	22,5	0,36	4,9	76
	4500	93,1	183,2	17,4		47,0	70,3	29,0	0,40	6,3	80
	5300	109,6	162,7	18,9		65,1	88,4	38,3	0,46	8,0	86
	5800	120,0	145,3	19,8		78,3	101,6	54,3	0,58	11,0	100
	1000	20,7	187,9	6,0		2,3	95,3	69,9	0,68	13,5	112
0,060	1700	35,2	199,0	8,8		6,7	99,7	50,7	0,55	3,3	159
	2400	49,6	203,7	11,2		13,3	106,3	50,1	0,54	4,8	136
	3100	64,1	202,2	13,6		22,3	115,3	52,2	0,56	6,3	127
	3800	78,6	195,8	15,8	93,0	33,5	126,5	57,0	0,59	8,0	125
	4500	93,1	183,2	17,4		47,0	140,0	64,6	0,64	10,1	128
	5300	109,6	162,7	18,9		65,1	158,1	76,4	0,72	12,5	134
	5800	120,0	145,3	19,8		78,3	171,3	97,1	0,95	18,0	164
	1000	20,7	187,9	6,0		2,3	157,3	117,9	-	-	-
	1700	35,2	199,0	8,8		6,7	161,7	83,7	0,77	4,6	222
	2400	49,6	203,7	11,2		13,3	168,3	81,2	0,75	6,6	188
0,100	3100	64,1	202,2	13,6	155,0	22,3	177,3	82,6	0,76	8,5	171
	3800	78,6	195,8	15,8		33,5	188,5	87,7	0,81	11,0	172
	4500	93,1	183,2	17,4		47,0	202,0	96,3	0,93	14,7	187
								110,2	-	-	-





Указанные коэффициенты сопротивления и соответствующие им точки огибающей кривой внесены в табл. 9. Кроме того, в таблицу внесен коэффициент дорожного сопротивления  $\psi_{vmax}=0,043$ , соответствующий точке  $d$ . Это предельное значение дорожного сопротивления, при котором автомобиль может достигнуть максимальной скорости. Сопоставляя коэффициент  $\psi_i$  в табл. 9 можно сделать вывод, что топливно-экономическая характеристика рассчитываемого автомобиля имеет вид «а» .

Таблица 9

Точка огибающей кривой	$\psi_i$	$V_{max}$ , км/ч	$n_e$ , об/мин	$Q_n$ , кг/ч	$q_n$ , г/км
$b$	0,060	110	5316	18,9	172
$c$	0,100	84	4060	16,5	196
$d$	0,043	120	5800	19,8	165
$e$	0,124	35	1700	8,8	251
$f$	0,119	21	100	6,0	286

В графу 3 для точки  $d$  внесена максимальная скорость автомобиля  $V_d = V_{max}$ . Для других точек значения максимальной скорости определены по динамическому паспорту и также внесены в графу 3. В графу 4 внесены значения оборотов двигателя, соответствующие скоростям автомобиля графы 3. Для этого использована формула:

$$n_e = \frac{V_i \cdot U_{ki} \cdot U_{di} \cdot U_o}{0,38 \cdot r_k}$$

По графику скоростей топливно-экономической характеристики рис. 8 и по данным графы 4 табл. 9 определены значения полного расхода топлива  $Q_n$  и занесены в графу 5. По данным графы 3 и 5 вычислены значения путевого расхода топлива  $q_n$  (графа 6):

$$q_n = \frac{Q_n}{V} \cdot 1000$$

По данным табл. 9 на графике топливно-экономической характеристики автомобиля построена огибающая кривая (рис. 10), соответствующая полной подаче топлива.

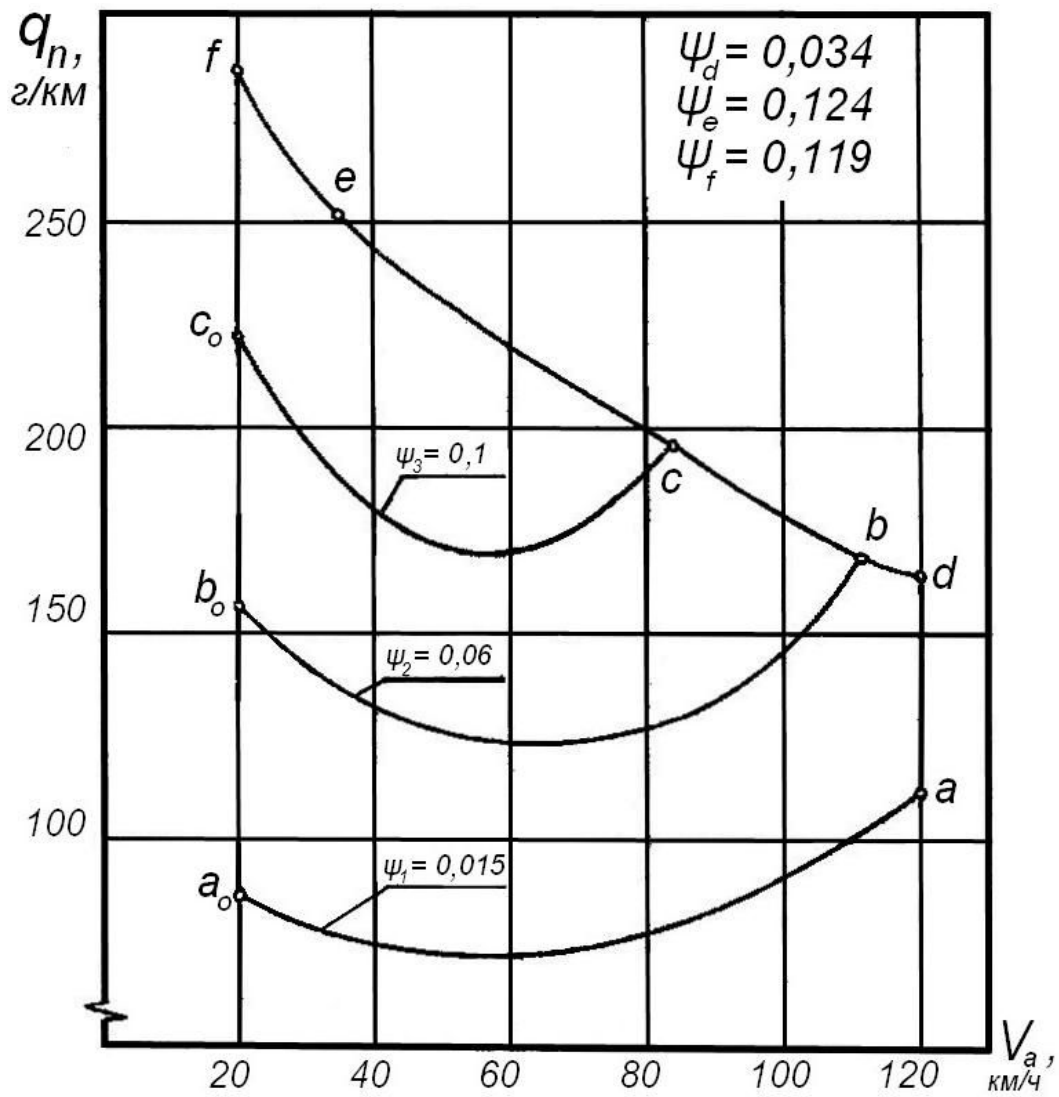


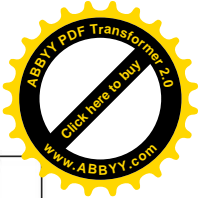
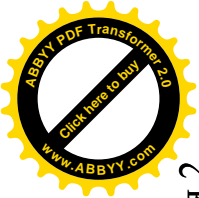
Рис.10. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Приложение 2

Первая цифра шифра	Вторая цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	Протогипс	УАЗ-469Б	ВАЗ-2101	ВАЗ-2103	ВАЗ-2121	ЗАЗ-1102	АЗЛК-2140	ГАЗ-24-10	ГАЗ-24-02	Урал-375К	УАЗ-469	
	Груз, кг (пасс.)	7+100кг	5+50кг	5+50кг	4+100кг	4+50кг	5+50кг	5+50кг	2+400кг	5500	7+100кг	
	$V_{max}$	100	140	150	130	120	140	140	140	65	100	
	$f_0$	0,025	0,018	0,016	0,025	0,018	0,018	0,018	0,018	0,025	0,025	
	$\psi_{max}$	0,60	0,38	0,38	0,60	0,35	0,35	0,38	0,36	0,34	0,60	
	Тип двигателя	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.
	$g_e$ , г/л.с.ч	230	235	230	240	245	245	245	245	250	250	230
	Протогипс	РАФ-2203	АЗЛК-2141	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130-76	Икарус-280	Урал-377Н	Урал-377Н	КамАЗ-5320	МАЗ-5335	МАЗ-6422	ВАЗ-2109
	Груз, кг (пасс.)	11	5+50кг	4000	6000	110	7500	7500	8000	8000	14500	5+50кг
	$V_{max}$	120	150	80	90	70	75	80	80	85	80	135
1	$f_0$	0,018	0,016	0,022	0,022	0,018	0,023	0,023	0,024	0,022	0,018	
	$\psi_{max}$	0,4	0,38	0,39	0,42	0,35	0,48	0,48	0,39	0,34	0,38	
	Тип двигателя	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	дизель	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	карбюр.	
	$g_e$ , г/л.с.ч	240	230	245	240	175	250	250	175	175	170	
	Протогипс	ГАЗ-66-02	ЗИЛ-131	Урал-375Д	Урал-375Н	Урал-4320	КрАЗ-255В	КрАЗ-255В	КамАЗ-5511	МАЗ-5335	МАЗ-5335	
	Груз, кг (пасс.)	2000	5000	5000	7000	5000	7500	7500	10000	10000	8400	
	$V_{max}$	90	80	75	75	85	70	70	80	80	75	
	$f_0$	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,023	0,024	0,024	
	$\psi_{max}$	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,38	0,50	0,38	
	Тип двигателя	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	дизель	карбюр.	дизель	дизель	
$g_e$ , г/л.с.ч	248	250	250	250	175	178	178	245	180	170		

Продолжение приложения 2

Цифры шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	7	9
Прототип	РАФ-2203	УАЗ-452В	КАВЗ-685	Икарус-260	ПАЗ-3201	ЛАЗ-695Н	ВАЗ-2108	ЛАЗ-699Р	ЛАЗ-4202	ЗИЛ-4331
Груз, кг (пасс.)	11	10	21	75	26	34	5+50кг	41	25	6000
$V_{max}$	110	95	80	70	85	80	140	100	75	85
$f_0$	0,020	0,022	0,020	0,018	0,025	0,022	0,020	0,023	0,023	0,022
$\psi_{max}$	0,36	0,60	0,40	0,35	0,55	0,34	0,36	0,37	0,34	0,36
Тип двигателя	карбюр.	карбюр.	карбюр.	дизель	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	Карбюр.	Дизель
$g_e$ , г/л.с.ч	245	240	230	170	250	240	220	245	250	180
Прототип	ИЖ-2715	ИЖ-27151	Урал-5557	УАЗ-451ДМ	УАЗ-452Д	КамАЗ-4310	КамАЗ-5410	Икарус-256	МАЗ-5432	КрАЗ-256Б
Груз, кг (пасс.)	2+350кг	2+400кг	7000	1000	800	6000	8100	45	8800	12000
$V_{max}$	115	115	65	100	100	85	80	100	90	70
$f_0$	0,018	0,018	0,025	0,020	0,025	0,025	0,022	0,020	0,022	0,025
$\psi_{max}$	0,36	0,34	0,55	0,35	0,52	0,60	0,42	0,35	0,40	0,58
Тип двигателя	карбюр.	карбюр.	дизель	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	дизель	дизель	дизель
$g_e$ , г/л.с.ч	235	240	170	242	250	165	180	180	180	170
Прототип	ВАЗ-2106	ВАЗ-2105	ВАЗ-2107	ВАЗ-21011	ЗАЗ-1102	ГАЗ-3102	ЗИЛ-133ГЯ	КамАЗ-53212	МАЗ-5335	МАЗ-53352
Груз, кг (пасс.)	5+50кг	5+50кг	5+50кг	5+50кг	4+75кг	5+50кг	10000	10000	8000	8400
$V_{max}$	150	140	150	135	130	155	85	90	85	85
$f_0$	0,016	0,018	0,016	0,018	0,016	0,018	0,022	0,022	0,022	0,022
$\psi_{max}$	0,42	0,38	0,40	0,42	0,35	0,41	0,42	0,42	0,38	0,40
Тип двигателя	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	дизель	дизель
$g_e$ , г/л.с.ч	225	230	235	225	240	230	180	180	165	170



Продолжение приложения 2

Цифры шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	7	9
Прототип	ЗИЛ-131	Урал-375Д	Урал-375Н	Урал-4320	КрАЗ-260	ЗИЛ-ММ34502	КаМАЗ-54112	Урал-4320	ГАЗ-САЗ-3502	ЗИЛ-ММ34505
Груз, кг (пасс.)	5000	4500	6500	5500	9000	5800	12000	7000	3000	5500
$V_{max}$	70	75	70	80	80	90	80	80	80	90
$f_0$	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,022	0,022	0,023	0,023	0,023
$\psi_{max}$	0,65	0,65	0,65	0,65	0,60	0,41	0,45	0,40	0,36	0,41
Тип двигателя	дизель	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	карбюр.	дизель	дизель	карбюр.	карбюр.
$g_e$ , г/л.с.ч	180	250	245	170	170	230	170	180	230	240
Прототип	РАФ-2203	МАЗ-5549	ГАЗ-66-02	ГАЗ-53А	ЗИЛ-4331	КрАЗ-260	МАЗ-5335	КаМАЗ-53212	УАЗ-469Б	КаМАЗ-54112
Груз, кг (пасс.)	11	8000	2000	4400	6000	9000	8000	10000	2+600кг	8000
$V_{max}$	110	75	80	100	85	80	85	75	100	85
$f_0$	0,018	0,023	0,023	0,022	0,022	0,025	0,022	0,024	0,025	0,024
$\psi_{max}$	0,42	0,39	0,60	0,44	0,40	0,60	0,39	0,48	0,60	0,40
Тип двигателя	дизель	дизель	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	дизель	дизель	карбюр.	дизель
$g_e$ , г/л.с.ч	180	170	250	230	180	175	160	165	230	170
Прототип	КаМАЗ-4310	ЛАЗ-4202	ЛАЗ-699Н	ЛАЗ-695Р	ПАЗ-3201	ВАЗ-1111	КАВЗ-685	УАЗ-452В	РАФ-2203	ВАЗ-2109
Груз, кг (пасс.)	6000	75	40	70	26	4+20кг	24	10+100	10+100	5+75кг
$V_{max}$	85	80	110	80	90	120	85	80	110	135
$f_0$	0,025	0,022	0,021	0,021	0,025	0,018	0,022	0,025	0,020	0,020
$\psi_{max}$	0,60	0,42	0,40	0,41	0,60	0,30	0,42	0,60	0,42	0,38
Тип двигателя	дизель	дизель	карбюр.	карбюр.	дизель	карбюр.	дизель	карбюр.	карбюр.	карбюр.
$g_e$ , г/л.с.ч	170	180	235	245	180	225	180	250	230	230



Окончание приложения 2

Цифры шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	7	9
Прототип	УАЗ-452В	ГАЗ-24-10	АЗЛК-2141	ВАЗ-2107	ЗИЛ-4331	ГАЗ-53А	ГАЗ-66	ЗИЛ-131	КамАЗ-5410	КрАЗ-6505
Груз, кг (пасс.)	10	5+50кг	5+75кг	5+50кг	6000	4200	2500	4500	7000	16000
$V_{max}$	90	140	140	150	90	90	85	75	85	80
$f_0$	0,025	0,018	0,018	0,016	0,022	0,021	0,025	0,025	0,020	0,025
$\psi_{max}$	0,55	0,36	0,35	0,41	0,39	0,42	0,60	0,60	0,36	0,60
Тип двигателя	дизель	дизель	карбюр.	карбюр.	дизель	дизель	дизель	дизель	дизель	дизель
$g_e$ , Г/л.с.ч	180	180	225	225	180	180	175	175	170	180

