

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ**  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Пермский государственный аграрно-технологический университет  
имени академика Д.Н. Прянишникова»  
(ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ)

С.Г. Гурьянов, Р.Ф. Шаихов

**КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

Методические указания для выполнения курсовой работы

Пермь  
ИИЦ «Прокрость»  
2022

УДК 629.113.073.286

ББК

Г 959

Ш 958

*Рецензенты:*

Трутнев Н.В., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры сельскохозяйственных машин и оборудования, ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ.

Кучков С.Б., кандидат экономических наук, доцент, доцент кафедры технического сервиса и ремонта машин, ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ.

**Г 959 Гурьянов, С.Г., Ш 958 Шаихов, Р.Ф.**

Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин: Методические указания для выполнения курсовой работы / С.Г. Гурьянов, Р.Ф. Шаихов ; Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова». – Пермь : Прокрость, 2022. – 62 с.

Методические указания содержат рекомендации для выполнения курсовой работы обучающимся очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов в процессе изучения дисциплины «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин».

**УДК 629.113.073.286**

**ББК 40.7**

Утверждено в качестве методических указаний для выполнения курсовой работы методической комиссией инженерного факультета ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ, протокол № 7 от 15 марта 2022г.

© ИПЦ «Прокрость», 2022

© Гурьянов С.Г., 2022

© Шаихов Р.Ф., 2022

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Объем, содержание и требования к оформлению курсовой работы.....	7
2 Конструктивные и технические характеристики транспортных средств, определяющие их тяговые свойства	10
2.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	10
2.2 Коэффициент полезного действия трансмиссии .....	14
2.3 Характеристики ведущих колес.....	16
2.4 Теоретические скорости автомобиля .....	20
3 Силы, действующие на автомобиль.....	22
3.1 Сила тяги на ведущих колесах.....	23
3.2 Тяговая характеристика автомобиля с дополнительной коробкой передач.....	24
3.3 Сила сопротивления качению .....	26
3.4 Сила сопротивления подъему .....	27
3.5 Сила сопротивления дороги .....	28
3.6 Сила сопротивления воздуха .....	28
3.7 Сила сопротивления перемещению прицепа .....	31
3.8 Нормальные реакции дороги.....	31
3.9 Сила тяги по условиям сцепления движителя с дорогой .....	32
3.10 Сила инерции .....	34
3.11 Силовой (тяговый) баланс автомобиля.....	36
4 Динамические характеристики автомобиля.....	38
4.1 Динамический фактор автомобиля.....	39
4.2 Ускорение при разгоне .....	42
4.3 Время разгона автомобиля .....	44
4.4 Путь разгона автомобиля.....	46
5 Топливная экономичность автомобиля .....	47

5.1 Расчет топливной экономичности и построение экономической характеристики .....	47
5.2 Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность .....	49
Заключение .....	51
Приложение.....	54

## Введение

Образовательный процесс подготовки обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов предусматривает выполнение курсовой работы по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин».

Основной целью методических указаний для выполнения курсовой работы является помощь в организации процесса подготовки курсовой работы и формировании методического обеспечения, необходимого для ее написания и защиты.

Настоящие методические указания составлены в соответствии с заданиями, выдаваемыми для курсовой работы по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин» для обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Общей задачей работы является определение основных динамических и экономических параметров автомобиля и двигателя при изменении нагрузочных и скоростных режимов его работы, динамических показателей при разгоне, расчет топливной экономичности автомобиля.

В настоящих указаниях излагается общий порядок и последовательность тягового и динамического расчетов автомобиля, требования к выполнению расчетов и построению графиков, основные правила оформления курсовой работы.

В приложении представлены различные технические параметры современных автомобилей, параметры автомобильных шин, коэффициенты обтекаемости и

сопротивления воздуха, коэффициенты сопротивления качению и сцепления двигателя с дорогой, которые помогут при выполнении работы.

## **1 Объем, содержание и требования к оформлению курсовой работы**

Работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть (лист формата А1).

Расчетно-пояснительную записку и графическую часть оформляют в соответствии с требованиями Единой Системы Конструкторской Документации (ЕСКД).

Все страницы расчетов нумеруются порядковым номером и подшиваются в обложку из плотной бумаги. Обложка является одновременно титульным листом и заполняется в соответствии с ГОСТ Р 2.106-2019 "Единая система конструкторской документации. Текстовые документы".

Все расчеты выполняются в порядке, определенном ГОСТ Р 2.105-2019 "Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам", и производятся по схеме:

- 1) задача расчета;
- 2) данные для расчета;
- 3) расчет;
- 4) заключение.

При расчете сначала пишется формула в буквенном выражении, ниже указывается расшифровка символов и принятые их значения; затем – формула с подставленными цифровыми данными и конечный результат. Промежуточные расчеты опускаются.

Однотипные расчеты желательно приводить в виде таблиц.

Формулы, за исключением формул, помещаемых в приложении, должны нумероваться сквозной нумерацией

арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Одну формулу обозначают – (1).

Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках, например, ... в формуле (1).

Список литературы приводится после основного текста. Оформить в соответствии с ГОСТ Р 7.0.100-2018. «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления».

В тексте должна присутствовать ссылка на указанный источник по ГОСТ 7.05-2008 «Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления».

Графики должны иметь масштабные шкалы с указанием обозначений соответствующих параметров и их размерностей.

Масштабы графиков выбираются из соображений удобного и свободного размещения их на одном листе формата А-1 (Приложение Ж). Высота каждого графика должна быть больше его ширины в 1,5...2 раза. Расчетные точки на графике необходимо ясно выделять при помощи окружностей минимально возможного радиуса. Допускается совмещение графиков тяговой характеристики и силового баланса, времени и пути разгона, для которых шкала изменения скорости движения используется общая, а ордината разбивается для времени и пути разгона. В правом нижнем углу помещается стандартный угловой штамп.

Работу выполняют в соответствии с заданием.

Содержание и последовательность выполнения работы:

1) Выписать из технической характеристики автомобиля необходимые данные.

Задаться нужными коэффициентами, обосновав выбор их значений.

2) Произвести расчет и построить:

– внешнюю скоростную характеристику двигателя;



- универсальную динамическую характеристику;
- график ускорений;
- график обратных значений ускорений (при необходимости);
- график времени разгона;
- график пути разгона;
- характеристику топливной экономичности автомобиля на всех передачах.

3) Проанализировать полученные зависимости:

- определить максимальную скорость движения автомобиля в заданных условиях;
- определить максимальные углы подъема при движении на первой и высшей передачах.

Выполненная работа распечатывается и сшивается вместе с титульным листом (Приложение Д).

## 2 Конструктивные и технические характеристики транспортных средств, определяющие их тяговые свойства

Тяговые свойства автомобиля зависят от следующих конструктивных и технических характеристик: 1) характеристики двигателя; 2) характеристики трансмиссии; 3) типа и конструкции движителя; 4) общей массы машины и распределения ее по осям.

Эти характеристики либо известны (Приложение Г), либо могут быть рассчитаны.

### 2.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя

В основе расчета тяговых свойств автомобиля лежит внешняя скоростная характеристика двигателя. Данная характеристика строится аналитическим путем сразу для обеих ветвей:

- безрегуляторной ( $40...60 \text{ 1/c} < n_e < n_n$ );
- регуляторной ( $n_n < n_e < n_{max}$ ).

Задаваясь различными значениями числа оборотов  $n_e$  в пределах от  $40...60 \text{ 1/c}$  до максимального числа оборотов  $n_{max}$  (с обязательным включением номинального числа оборотов коленвала  $n_n$ ), по формуле С.Р.Лейдермана определяют текущие значения мощности двигателя ( $N_e$ ) и удельного эффективного расхода топлива ( $g_e$ ) [1,2,3,10]

$$N_e = N_n \left[ A \frac{n_e}{n_n} + B \left( \frac{n_e}{n_n} \right)^2 - \left( \frac{n_e}{n_n} \right)^3 \right], \text{ кВт}; \quad (1)$$

$$g_e = g_{eN} \left[ A_0 - B_0 \left( \frac{n_e}{n_n} \right) + C_0 \left( \frac{n_e}{n_n} \right)^2 \right], \text{ г/(кВт·ч)}, \quad (2)$$

где  $N_n$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

$A, A_0, B, B_0, C_0$  – коэффициенты, характеризующие тип двигателя, (см. таблицу 1);

$g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности, г/(кВт·ч);

$n_e$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, об/мин.

Таблица 1 – Коэффициенты, характеризующие тип двигателя

№ п/п	Двигатели	$A$	$B$	$A_0$	$B_0$	$C_0$
1	Дизельные четырехтактные: а) с непосредственным впрыском	0,87	1,13	1,55	1,55	1,0
	б) с предкамерой	0,6	1,4	1,2	1,2	1,0
	в) с вихревой камерой	0,7	1,3	1,35	1,35	1,0
2	Двухтактные дизели	0,87	1,13	–	–	–
3	Карбюраторные и газовые	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8

Максимальная частота вращения коленчатого вала ограничивается: условиями качественного протекания рабочего процесса, термическим напряжением деталей, допустимой величиной инерционных усилий и т.д.; минимальная – определяется условиями устойчивой работы двигателя при полной нагрузке.

Внешнюю скоростную характеристику двигателя строят в диапазоне частоты вращения  $n_{min} - n_{max}$  с обязательным включением  $n_n$  и  $n_m$ . Для этого, указанный диапазон разбивают на  $m$  интервалов, при этом получают  $m+1$  расчетные точки. Кривую мощности с достаточной для практических целей точностью можно получить, приняв  $m = 5...7$ .

Так, например, для автомобиля ГАЗ-3302 номинальное число оборотов коленчатого вала  $n_n = 4500$  об/мин (при этом  $N_{ном} = N_{max} = max$ ), а число оборотов двигателя, при котором крутящий момент имеет максимальное значение ( $N_m = max$ ) составляет  $n_m = 2200...2400$  об/мин. Поэтому диапазон чисел оборотов двигателя принимаем равным от  $n_{min} = 1000$  об/мин (безусловно, хорошо отрегулированный двигатель может

устойчиво работать и при  $n_{min} = 700 \dots 800$  об/мин), до  $n_{max} = (1,05 \dots 1,10) \cdot n_n = 5000$  об/мин. Общий (расчетный) диапазон чисел оборотов представлен в таблице 2.

Таблица 2 – Расчетный диапазон оборотов двигателя автомобиля ГАЗ-3302

	$n_{min}$ ( $n_{e1}$ )	$n_{e2}$	$n_m$ ( $n_{e3}$ )	$n_{e4}$	$n_{e5}$	$n_n$ ( $n_{e6}$ )	$n_{max}$ ( $n_{e7}$ )
$n_e$ , об/мин	1000	2000	2300	3000	4000	4500	5000
$\omega_e$ , рад/с	104,7	209,4	240,7	314	418,6	471	523,3

Удельный расход топлива  $g_{eN}$ , если он не известен, следует определить из выражения [5]

$$g_{eN} = \frac{850}{\sqrt[3]{\varepsilon}}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}, \quad (3)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия установленного на автомобиле двигателя.

Крутящий момент двигателя определяется по формуле [1]

$$M_e = 1000 \cdot (N_e / \omega_e), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4)$$

где  $\omega_e$  – текущее значение угловой скорости коленвала,  $\text{с}^{-1}$ .

$$\omega_e = 2\pi n / 60.$$

Расход горючего дизельным двигателем на безрегуляторной ветви находят по эмпирической формуле проф. А.Д. Халкиопова [3]

$$G'_T = 0,03N_H + 0,159N_e + 0,000025N_e^2, \text{ кг/ч}. \quad (5)$$

Значения  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $M_e$  и  $G'_T$  полученные по формулам (1, 2, 4, 5) для удобства сведены в таблицу 3, которая заполняется одновременно с математическими подсчетами и графическими построениями. Затем переходят к построению регуляторной ветви внешней скоростной характеристики двигателя в следующей последовательности (см. рисунок 1):

1. На оси абсцисс находим точку, соответствующую оборотам холостого хода:  $n_{max} \approx (1,05 \dots 1,10) \cdot n_n$ .

2. На продолжении ординаты точки  $n_n$  выбираем точку  $a_1$  на высоте равной  $(1,15...1,25) \cdot N_n$  и соединяем точки  $a_1$  и  $n_{max}$  тонкой прямой линией.

3. На этой прямой выбираем точку  $a_2$  на высоте, равной  $(0,85...0,9) \cdot N_n$ .

4. Точки  $N_n$  и  $a_2$  соединяем, плавной кривой и продолжаем ее до точки  $n_{max}$ , при этом получим кривую мощности на регуляторной ветви.

Для построения кривой крутящего момента  $M_e$  и удельного расхода топлива  $g_e$  пользуются формулами (2 и 4). Значение  $N_e$  и  $n_e$  берут из рисунка 1.

5. Расход горючего на регуляторной ветви определяется по эмпирической формуле А.Д. Халкиопова [3]

$$\dot{G}'_T = 0,058N_n + 0,093N_e + 0,000625N_e^2, \text{ кг/ч.} \quad (5a)$$

Внешние скоростные характеристики, приводимые заводами-изготовителями, определяют обычно без вентилятора, глушителя и другого оборудования, и потому они завышены на 10 ... 15%.

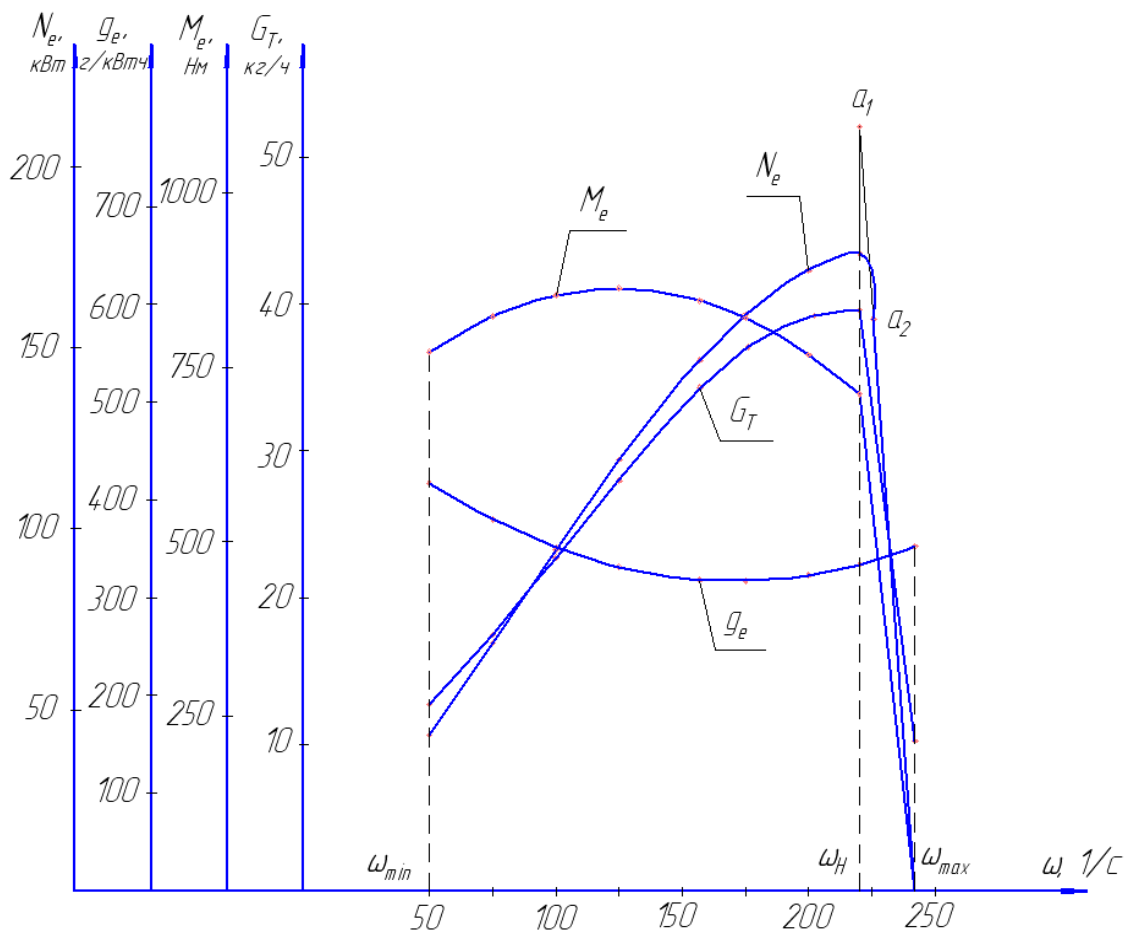


Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

## 2.2 Коэффициент полезного действия трансмиссии

Величина к.п.д. зависит от числа пар зубчатых передач, находящихся в зацеплении, от типа шестерен и способа их соединения между собой, от конструкции и числа сальников, от вязкости, количества и уровня заливаемого масла, от числа оборотов валов, а также от ряда других факторов.

Таким образом, механический к.п.д. трансмиссии можно представить в виде произведения [2,3,7]

$$\eta_{тр} = \eta_{хол} \cdot \eta_n, \quad (6)$$

где  $\eta_{хол}$  – к.п.д., учитывающий потери холостого хода;

$\eta_n$  – к.п.д., учитывающий потери, возникающие при передаче нагрузки.

В соответствии с принятым допущением о постоянстве потерь холостого хода можно написать, что

$$\eta_{хол} = 1 - \xi / \chi,$$

где  $\xi$  – коэффициент холостых потерь,  $\xi = 0,03 \dots 0,05$ ;

$\chi$  – коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя,  
 $\chi = 0,5 \dots 1,0$ .

Дополнительные потери в трансмиссии, возникающие при приложении к ней внешней нагрузки, примерно пропорциональны величине действующей нагрузки. Поэтому коэффициент  $\eta_n$  можно считать величиной постоянной

$$\eta_n = \eta_{ц}^{n_{ц}} \cdot \eta_{к}^{n_{к}},$$

где  $\eta_{ц}$  – к.п.д. цилиндрической пары шестерен,  $\eta_{ц} = 0,985 \dots 0,99$ ;

$\eta_{к}$  – к.п.д. конической пары шестерен,  $\eta_{к} = 0,975 \dots 0,98$ ;

$n_{ц}$ ,  $n_{к}$  – число пар конических и цилиндрических шестерен, работающих в трансмиссии при данной передаче.

Значения  $\eta_{к}$  и  $\eta_{ц}$  определяются из кинематических схем транспортных средств (ТС) [2,3,7,8].

Подставляя значения  $\eta_{хол}$  и  $\eta_n$  в уравнение (6), получаем следующую формулу для подсчета механического к.п.д. трансмиссии автомобиля

$$\eta_{тр} = \eta_{ц}^{n_{ц}} \cdot \eta_{к}^{n_{к}} \left( 1 - \frac{\xi}{\chi} \right). \quad (6a)$$

К.П.Д. трансмиссии  $\eta_{тр}$  учитывает потери энергии в элементах трансмиссии транспортного средства. Величина этих потерь, а следовательно, и величина  $\eta_{тр}$  не остается постоянной при работе автомобиля на разных режимах.

При приближенных расчетах, когда отсутствует кинематическая схема автомобиля, а, следовательно, и не известно количество и вид зубчатых передач, находящихся в зацеплении, эти изменения не учитывают, считая  $\eta_{тр}$  постоянной величиной (см. таблицу 3).

Таблица 3 – Примерные величины прямого к.п.д. механической трансмиссии (для случая работы двигателя с полной нагрузкой)

Вид и тип автомобиля	$\eta_{тр}$
Грузовые автомобили типа 4x2	0,85 ... 0,88
Грузовые автомобили типов 4x4 и 6x6	0,78 ... 0,85
Легковые	0,88 ... 0,92
Гоночные и спортивные	0,90 ... 0,95

### 2.3 Характеристики ведущих колес

Для тягового расчета транспортного средства (ТС) необходимо знать радиус ведущего колеса.

**Радиусы эластичного колеса.** Величина радиуса эластичного колеса изменяется во время движения колесного ТС. Различают следующие радиусы эластичного колеса:

– **статический радиус колеса**  $r_c$ , который измеряют от плоскости опоры до оси неподвижного колеса, нагруженного вертикальной нагрузкой;

– **динамический радиус колеса**  $r_d$ , его измеряют от плоскости опоры до оси катящегося колеса, нагруженного вертикальной нагрузкой;

– **радиусом качения колеса**  $r_k$ , называют радиус такого условного недеформирующегося колеса, которое имеет с данным эластичным колесом одинаковые – частоту вращения  $n_k$  и скорость линейного перемещения, равную скорости движения машины  $V$ .

Разница между радиусами  $r_d$  и  $r_k$  вызвана, в основном, проскальзыванием (буксованием ведущих колес или скольжением колес при торможении и при движении «юзом») в области контакта колеса с дорогой.

Применение переменных значений радиуса ведущего колеса значительно усложняет расчеты. Поэтому, учитывая, что тяговые расчеты выполняются для нормальных условий работы ТС, когда буксование ведущих колес сравнительно невелико, а, следовательно, и изменения радиуса  $r_k$  невелики,



обычно численные значения радиусов  $r_k$ ,  $r_d$  и  $r_c$  считают одинаковыми и обозначают буквой  $r$ .

Величина  $r$  для шины каждой модели при рекомендуемой радиальной нагрузке и соответствующем этой нагрузке внутреннем давлении указана в технической характеристике шины.

При отсутствии этих данных расчетный радиус ведущего колеса можно приближенно определить по следующей формуле (см. рисунок 2)

$$r = 0,5d + B(1 - \lambda_{ш}), \quad (7)$$

где  $d$  – диаметр обода колеса, м;

$B$  – высота (ширина) профиля шины, м;

$\lambda_{ш}$  – коэффициент радиальной деформации шины (см. таблицу 4).

Шины имеют двойное обозначение (миллиметровое и в скобках дюймовое), например 430-610 (16,00-24).

Пример обозначения радиальной низкопрофильной шины

$$165 / 70 R 13,$$

где 165 – ширина профиля в мм;

70 – индекс серии;

R – индекс радиальной шины;

13 – посадочный диаметр в дюймах.

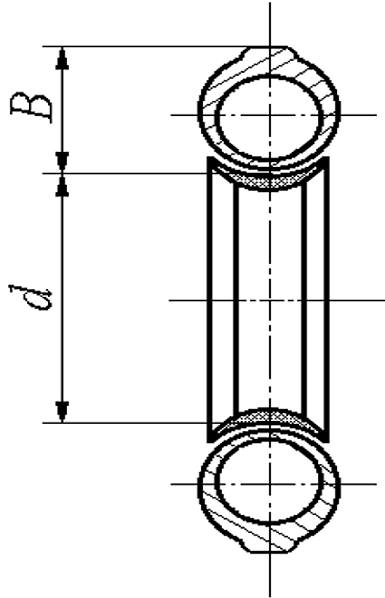


Рисунок 2 – Обозначение размеров шин

У диагональной низкопрофильной шины обычно размеры  $d$  и  $B$  указываются в дюймах (см. рисунок 2). Например: размер шины у автомобиля ЗИЛ-131 12"-20", т.е. для этой шины ширина профиля

$$B = 12'' = 0,0254 \cdot 12 = 0,31 \text{ м};$$

посадочный диаметр:

$$d = 20'' = 0,0254 \cdot 20 = 0,51 \text{ м}.$$

Для стандартной шины  $\lambda_{ш} = 0,07$ . Тогда радиус колеса для автомобиля ЗИЛ-131 будет равен

$$r = 0,5 \cdot 0,51 + 0,31 \cdot (1 - 0,07) = 0,54 \text{ м}.$$

Таблица 4 – Коэффициент радиальной деформации шины

Тип шины	Коэффициент деформации шины, $\lambda_{ш}$
Шины низкого давления (до 0,5 МПа)	0,065 ... 0,07
Шины высокого давления (свыше 0,5 МПа)	0,05 ... 0,055
Полумассивные шины	0,02 ... 0,04

Шины оказывают большое влияние на динамические и экономические показатели, тяговые и тормозные свойства, устойчивость, управляемость, плавность хода автомобиля.

Шины делятся по назначению, форме профиля, форме рисунка протектора, принципу герметизации, конструкции (радиальные, диагональные, широкопрофильные, низкопрофильные и т.д.).

В маркировке шины указывают ее размеры, конструкцию, грузоподъемность, дату изготовления.

Пример маркировки шины:

155-13/6,15-13, И 15175Р ГОСТ 4754-97 172Вл007451,

где 155 и 6,15 – обозначение ширины профиля шины в миллиметрах и дюймах соответственно;

13 – посадочный диаметр в дюймах;

И-151 – модель шины;

75 – индекс грузоподъемности;

Р – индекс скорости;

ГОСТ 4754-80 – стандарт, по которому производится шина;

172Вл007451 – порядковый номер, в котором:

172 – дата выпуска (17-я неделя 1982 г.);

Вл (Волжский) – обозначение завода-изготовителя;

007451 – порядковый номер шины.

Пример маркировки шины с радиальным расположением нитей корда:

9.00R20 (260R508) И - Н142Б НС-12 ГОСТ 5513-86

128Нк085743,

где 9,00 и 260 – ширина профиля шины в дюймах и миллиметрах;

20 и 508 – посадочный диаметр в дюймах и миллиметрах;

Р – радиальное расположение нитей корда;

НС-12 – норма слойности;

ГОСТ 5513 – стандарт выпуска;

128 – 12-я неделя 1988 г. выпуска;

085743 – порядковый номер шины.

Параметры автомобильных шин представлены в таблице А.1 приложения А.

## 2.4 Теоретические скорости автомобиля

Под теоретической скоростью автомобиля  $V_a$  подразумевается скорость движения, которую бы он имел при отсутствии буксования.

Теоретическая скорость автомобиля  $V_a$  зависит от конструктивных его параметров и числа оборотов двигателя.

Так как теоретическая скорость  $V_a$  выражается перемещением автомобиля в м/с, то

$$V_a = \omega_k \cdot r, \quad (8)$$

где  $\omega_k$  – частота вращения ведущего колеса, 1/с;

$r$  – радиус колеса, м.

При движении автомобиля без пробуксовывания сцепления частота вращения колеса  $\omega_k$  может быть выражена через частоту вращения коленчатого вала двигателя  $\omega_e$  следующим образом

$$\omega_k = \omega_e / (i_{кп} \cdot i_{гп} \cdot i_{кон}) = \omega_e / i_{тр},$$

где  $i_{кп}$  – передаточное число коробки передач;

$i_{гп}$  – передаточное число главной передачи;

$i_{кон}$  – передаточное число конечной передачи;

$i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии автомобиля.

Передаточные числа трансмиссии  $i_{тр}$  определяются как произведение передаточных чисел всех пар шестерен, участвующих в передаче движения от двигателя к движителю (колесам). Для определения величины  $i_{тр}$  необходимо иметь кинематическую схему трансмиссии. По ней выясняют, какие шестерни входят в зацепление при каждой передаче, какие передаточные числа имеют отдельные сцепляющиеся шестерни и затем – каково общее передаточное число.

Согласно формуле (8) получим скорость автомобиля

$$V_a = \omega_e \frac{r}{i_{mp}} \text{ м/с.} \quad (9)$$

Зависимость теоретической скорости  $V_a$  от числа оборотов двигателя выражается уравнением (9) первой степени без свободного члена. Иначе говоря,  $V_a$  для каждой скорости пропорциональна  $\omega_e$  ( $n_e$ ). Поэтому графическое представление этой зависимости изображается прямой, проходящей через начало координат (см. рисунок 3).

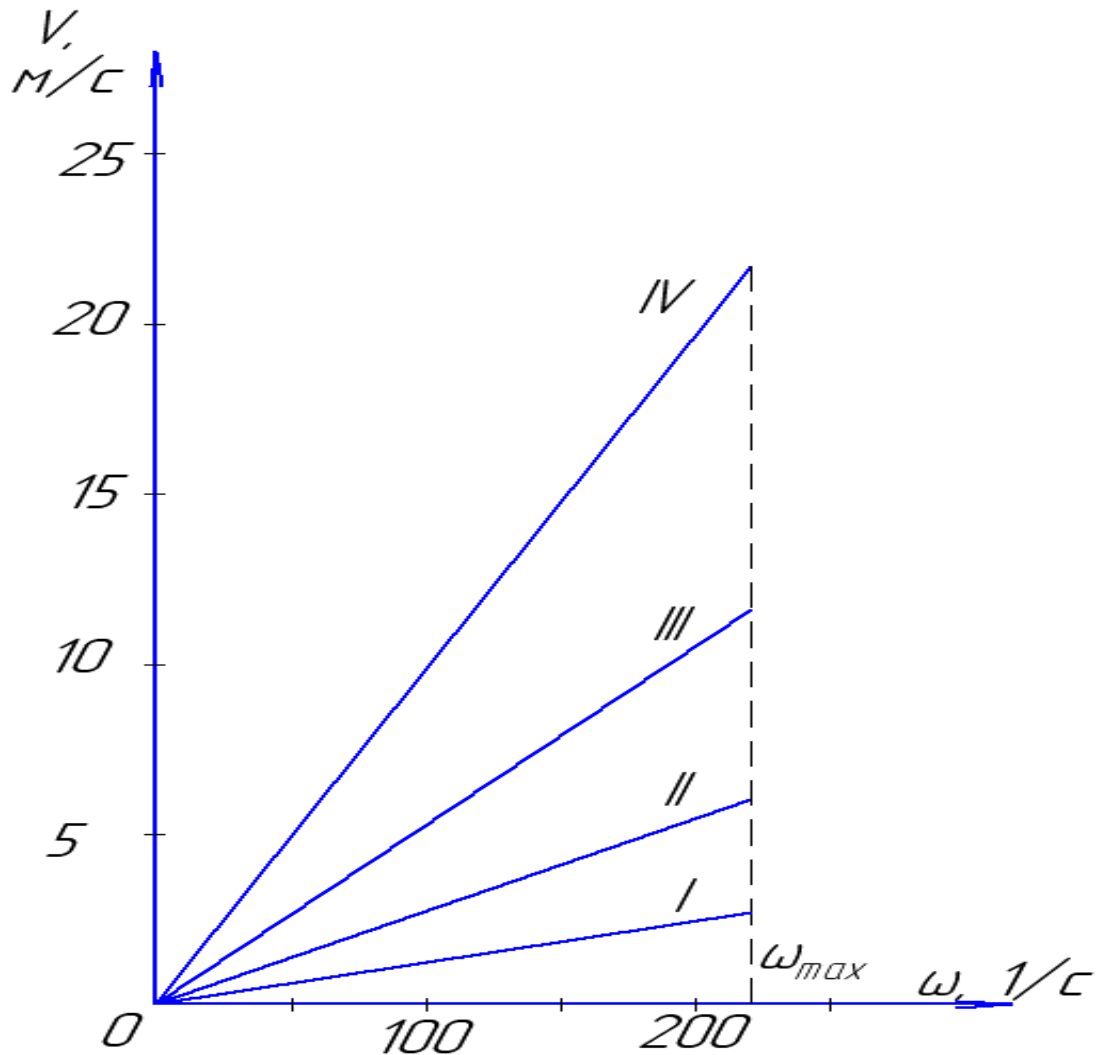


Рисунок 3 – График зависимости скорости движения автомобиля от угловой скорости коленчатого вала

### 3 Силы, действующие на автомобиль

На движущийся автомобиль действуют внешние силы (рисунок 4). Эти силы (или их составляющие) можно разделить на три категории:

- 1) силы, направленные в сторону движения автомобиля, которые называют движущими силами;
- 2) силы, направленные против движения автомобиля, которые называют силами сопротивления;
- 3) силы нормального взаимодействия в месте контакта опорной части движителя и дороги.

Причем следует иметь в виду тот факт, что некоторые силы могут быть движущими или силами сопротивления в зависимости от условий движения.

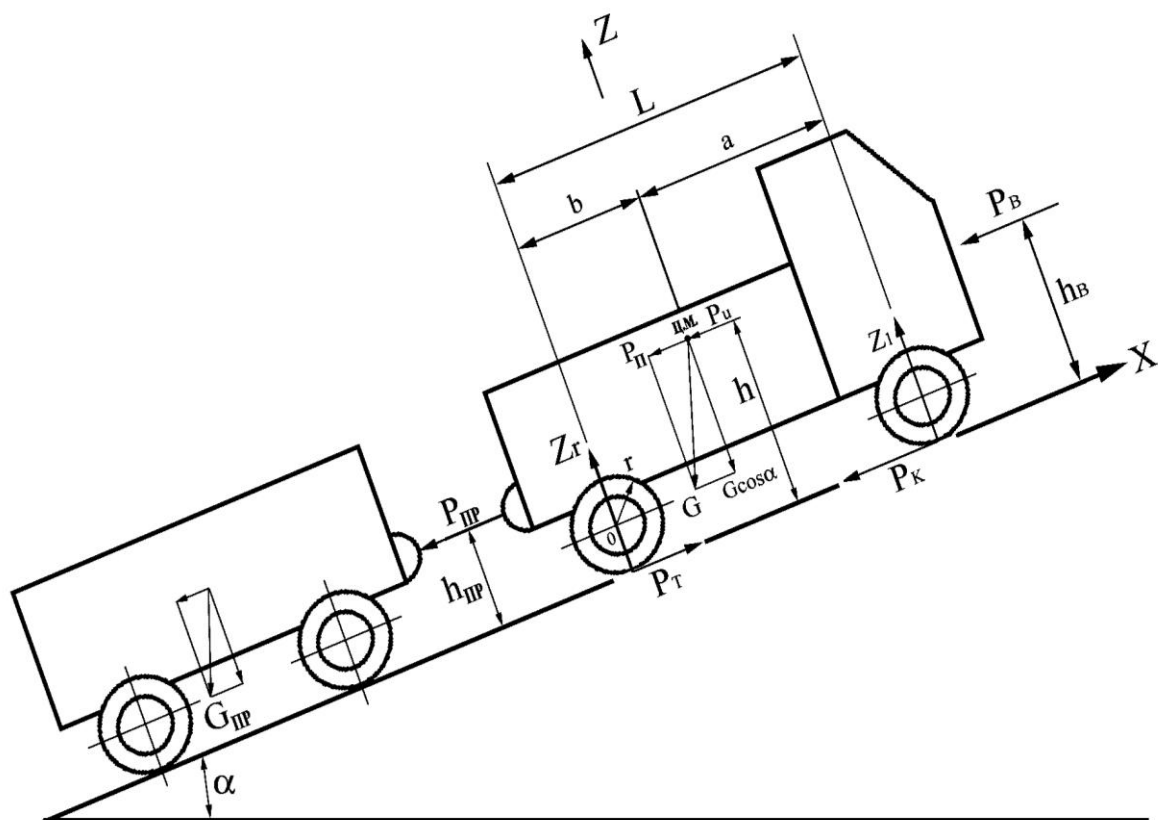


Рисунок 4 – Схема сил, действующих на движущийся автомобильный поезд

### 3.1 Сила тяги на ведущих колесах

Сила тяги  $P_T$  (рисунок 4) является окружной силой, действующей по наружному радиусу ведущего колеса, и может быть определена по зависимости [2,3,8]

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \text{ Н}, \quad (10)$$

или же по зависимости

$$P_T = \frac{N_e \cdot \eta_{mp}}{V_a}, \text{ Н}. \quad (11)$$

Графическую зависимость силы тяги от скорости называют тяговой характеристикой. Общий характер получаемых кривых представлен на рисунке 5.

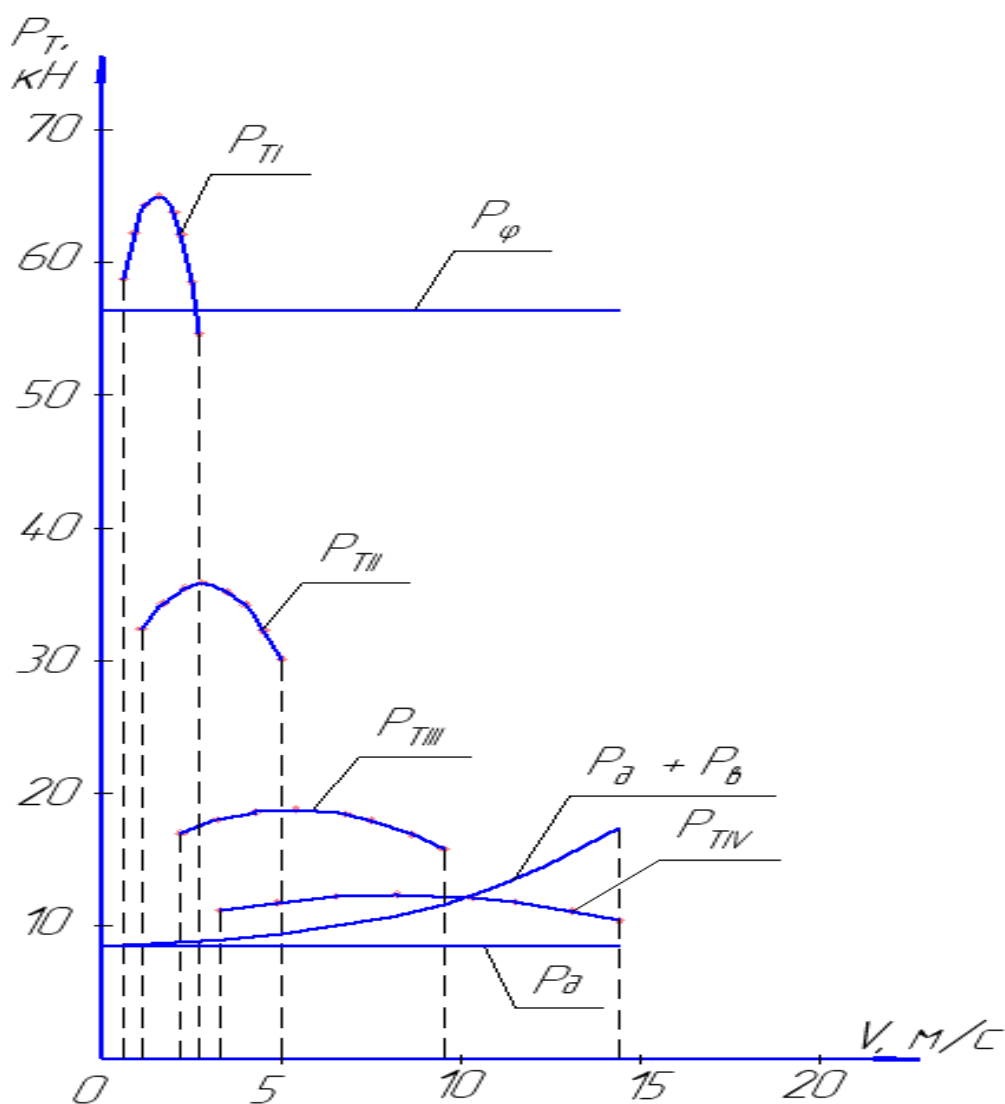


Рисунок 5 – Тяговая характеристика автомобиля

### 3.2 Тяговая характеристика автомобиля с дополнительной коробкой передач

Представленная на рисунке 5 тяговая характеристика соответствует автомобилю ограниченной проходимости с колесной формулой 4x2, в трансмиссии которого установлена только механическая ступенчатая коробка передач и отсутствует дополнительная коробка передач. Однако в трансмиссии полноприводных автомобилей, тяжелых грузовых автомобилей и автомобилей-тягачей, работающих с прицепами и полуприцепами, кроме основной устанавливаются еще и дополнительные коробки передач: делитель, демультипликатор или раздаточную коробку. Они позволяют улучшить тягово-скоростные свойства, повысить проходимость и топливную экономичность автомобиля [1].

*Делитель (мультипликатор)* представляет собой повышающую коробку передач. Он устанавливается перед основной коробкой передач и увеличивает число ее передач в 2 раза. Обычно он имеет две передачи: прямую с передаточным числом  $i = 1$  и повышающую с  $i < 1$ .

Тяговая характеристика автомобиля с делителем представлена на рисунке 6, где штриховыми линиями показано изменение тяговой силы на ведущих колесах автомобиля при включенной повышающей передаче делителя. Из рисунка видно, что делитель не увеличивает передаточные числа коробки передач и тяговую силу на ведущих колесах, а только уменьшает разрыв между передаточными числами соседних передач и расширяет диапазон передач и значений тяговой силы.

*Демультипликатор* является понижающей коробкой передач. Он устанавливается за основной коробкой передач и увеличивает в 2 - 3 раза ее передаточные числа и количество



передаточным числом  $i = 1$  и понижающие с  $i > 1$ .

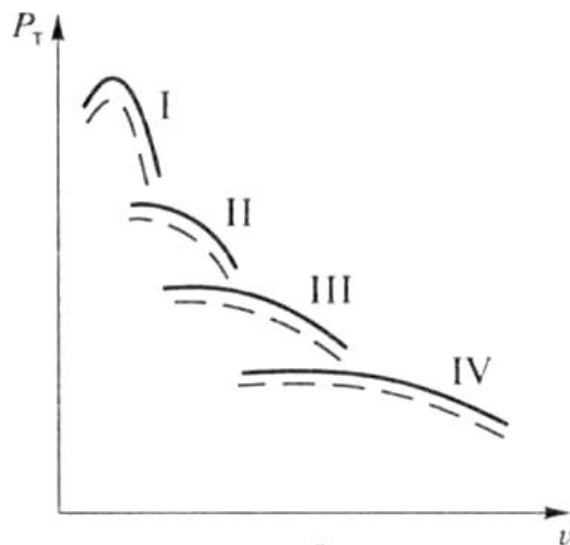


Рисунок 6 – Тяговая характеристика автомобиля с делителем

На рисунке 7 приведена тяговая характеристика автомобиля с демультипликатором. Штрих-пунктирными линиями показано изменение тяговой силы при включенной понижающей передаче демультипликатора. Из тяговой характеристики следует, что демультипликатор увеличивает передаточные числа и количество передач, а также значения тяговой силы на ведущих колесах автомобиля, существенно расширяя их диапазон.

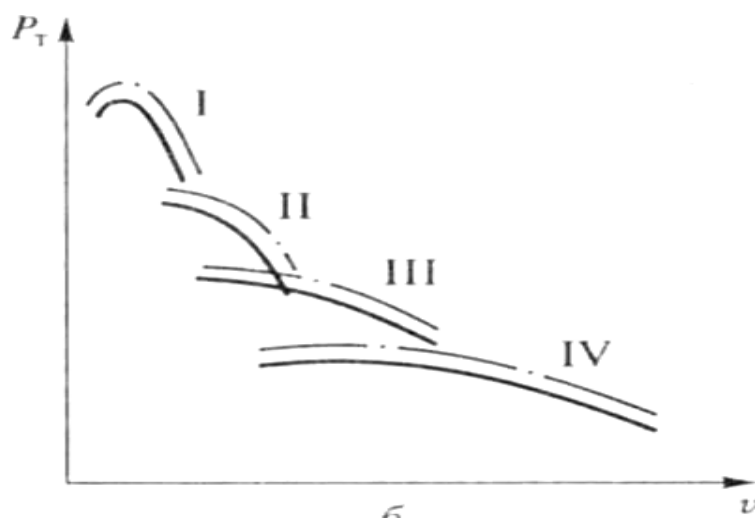


Рисунок 7 – Тяговая характеристика автомобиля с демультипликатором

**Раздаточная коробка** представляет собой понижающую коробку передач. Она устанавливается в трансмиссии полноприводных автомобилей и увеличивает передаточные числа и количество передач коробки передач, а также тяговую силу на ведущих колесах автомобиля. В автомобилях со всеми ведущими колесами раздаточная коробка выполняет функции демумльтипликатора.

Тяговая характеристика автомобиля с раздаточной коробкой при включенной понижающей передаче раздаточной коробки имеет такой же вид, как у автомобиля с демумльтипликатором (см. рис. 7).

### 3.3 Сила сопротивления качению

При выполнении тяговых расчетов силу сопротивления качению считают внешней по отношению к автомобилю и приложенной в опорной поверхности (см. рисунок 4).

Сила сопротивления качению пропорциональна сумме нормальных реакций, действующих в местах контакта движителя с опорной поверхностью.

Для двухосного колесного автомобиля (см. рисунок 4) обозначенные силы, относящиеся к передней оси, обозначены индексом 1 и к задней – индексом 2, сила  $P_k$  в общем случае при движении автомобиля по наклонной поверхности определяется по формуле [1,2,6,7,8]

$$P_k = (Z_1 + Z_2) \cdot f = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha, \quad (12)$$

где  $Z_1, Z_2$  – нормальные реакции передних и задних колес;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$G_a$  – полный вес автомобиля;

$\alpha$  – угол подъема (уклона) дороги.

Полный вес автомобиля определяется по формуле

$$G_a = G_0 + 750n + G_2, \text{ Н}, \quad (13)$$

где  $G_0$  – собственный (снаряженный) вес автомобиля, Н;

$n$  – число мест в кабине;

$G_2$  – вес перевозимого груза, Н.

Коэффициент сопротивления качению  $f$  служит оценкой затрат энергии, связанных с прямолинейным перемещением самого автомобиля. Величина коэффициента  $f$  зависит от скорости качения колеса (скорости автомобиля), нагрузки на колесо, внутреннего давления воздуха в шине, величины передаваемого колесом крутящего момента, конструкции шины, типа и состояния поверхности дороги.

Значения коэффициентов сопротивления качению  $f$  в зависимости от вида и состояния поверхности представлены в таблице В.1 приложения В.

Тяговый расчет проводят из условия движения автомобиля по дороге с твердым покрытием при использовании стандартных шин в нормальном техническом состоянии при рекомендованном заводом-изготовителем давлении воздуха в шинах и под нагрузкой, равной  $G_a$ .

При уменьшении давления воздуха в шинах большегрузных автомобилей на 0,1МПа (например, зимой) сопротивление качению увеличивается на 10%. Грубый зимний рисунок протектора увеличивает сопротивление качению еще на 5%.

Приводимые в технической литературе значения коэффициента сопротивления качению указаны в приложении В.

### 3.4 Сила сопротивления подъему

Составляющую силы тяжести, параллельную поверхности движения и возникающую при движении автомобиля по наклонному участку местности, называют силой сопротивления подъему и определяют по формуле [1,4,8]

$$P_{\Pi} = G_a \cdot \sin\alpha. \quad (14)$$

При небольших углах наклона местности (до  $10^\circ$ ) можно принять  $\sin\alpha \approx \operatorname{tg}\alpha = i$ . Коэффициент подъема  $i$  оценивают в относительных единицах, но если его умножить на 100, то подъем оценивают в процентах, например, при  $\operatorname{tg}\alpha = 0,05$  подъем равен 5 %, или 5-ти метрам подъема на длине подошвы (заложения), равной 100 м. Тогда

$$P_{\Pi} = G_a \cdot i. \quad (14a)$$

Сила  $P_{\Pi}$  может быть направлена как против движения (при движении на подъем; в этом случае она действует как сила сопротивления), так и по движению (при движении на спуск; в этом случае она действует как движущая сила).

### 3.5 Сила сопротивления дороги

Величины коэффициента сопротивления качению  $f$  и уклона местности  $i$  в совокупности характеризуют качество (вид, состояние и крутизну) поверхности движения. Поэтому введено понятие силы сопротивления дороги  $P_{\partial}$ , равной сумме сил  $P_k$  и  $P_{\Pi}$

$$P_{\partial} = P_k + P_{\Pi} = G_a \cdot f \cdot (\cos\alpha \pm \sin\alpha). \quad (15)$$

Для малых углов  $\cos\alpha \approx 1$ , поэтому можно записать

$$P_{\partial} \approx G_a (f \pm i). \quad (15a)$$

На график (рисунок 5) наносят кривую  $P_{\partial} = f(V_a)$ , вычисленную для данного значения уклона.

### 3.6 Сила сопротивления воздуха

При движении автомобиля с большой скоростью на преодоление сопротивления воздуха затрачивается значительная доля мощности двигателя. Сопротивление воздуха складывается из лобового, возникающего в результате

сообщения кинетической энергии слоям воздуха, расположенным перед автомобилем; из связанного с разрежением и образованием вихрей позади автомобиля; из сопротивления в результате трения поверхности автомобиля о воздух. При движении легкового автомобиля с максимальной скоростью на преодоление сопротивления воздуха затрачивается около 60...70% максимальной мощности двигателя.

Для упрощения расчетов сопротивление воздуха, распределенное по всей поверхности автомобиля, заменяют сосредоточенной силой сопротивления воздуха  $P_B$ . Точку приложения силы  $P_B$  называют центром парусности автомобиля.

Сила сопротивления воздуха [1,5,8]

$$P_B = K_e \cdot F \cdot V_p^2 \cdot (1 + n \cdot K), \text{ Н}, \quad (16)$$

где  $K_e$  – коэффициент обтекаемости, зависящий от формы и качества автомобиля,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ;

$F$  – лобовая площадь автомобиля, т.е. площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси автомобиля,  $\text{м}^2$ ;

$V_p$  – величина относительной скорости воздушного потока,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$n$  – количество прицепов;

$K$  – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление воздуха при применении одного прицепа по сравнению с одиночной машиной; в среднем принимается равным 0,25.

Величина относительной скорости воздушного потока  $V_p$  зависит от угла  $\beta$  между направлением относительного движения воздушного потока (в случае движения автомобиля в неподвижной воздушной среде) и направлением дующего ветра.

При встречном ветре  $\beta = 0^\circ$

$$V_p = V_a + V_v.$$

При попутном ветре  $\beta = 180^\circ$

$$V_p = V_a - V_v.$$

Если  $V_v > V_a$ , относительная скорость  $V_p$  при попутном ветре будет отрицательна. Это значит, что попутный ветер помогает движению автомобиля, а потому сила  $P_B$  также должна быть со знаком минус.

Для скоростей движения 40-50 км/ч (11-14 м/с) значение силы сопротивления воздуха невелико, и его в расчетах не учитывают. При скоростях свыше 100 км/ч (28 м/с) сопротивление воздуха составляет основную долю сопротивлений движению автомобиля.

Величину  $K_e \cdot F$  называют фактором обтекаемости.

Лобовую площадь автомобиля можно вычислить по приближенной формуле

$$F = B \cdot H, \text{ м}^2,$$

где  $B$  – колея автомобиля, м;

$H$  – наибольшая высота автомобиля, м.

Для легковых автомобилей более точные результаты дает формула

$$F = 0,78 \cdot B_1 \cdot H, \text{ м}^2,$$

где  $B_1$  – наибольшая ширина автомобиля.

Коэффициент сопротивления воздуха  $K_e$  характеризует аэродинамические свойства тел одинаковой формы. Если тела имеют одинаковую форму, но разные размеры, пропорционально увеличенные или уменьшенные, то коэффициенты  $K_e$  для них равны, фактор же обтекаемости характеризует не только форму тела, но и его размеры. При больших размерах тела  $K_e \cdot F$  больше.

Значения коэффициентов обтекаемости, сопротивления воздуха, лобовой площади автомобилей представлены в таблице Б.2 приложения Б.

Средние значения  $K_B$  и  $F$  даны в таблице Б.1.

Значение силы сопротивления воздуха откладывают вверх от кривой  $P_d$  (см. рисунок 5).

### 3.7 Сила сопротивления перемещению прицепа

При перемещении прицепа так же, как и при движении автомобиля, возникают силы сопротивления движению. На преодоление этих сопротивлений расходуется часть мощности двигателя, установленного на транспортном средстве.

Принципиально при движении прицепа возникают те же виды сопротивлений, что и при движении самого автомобиля. Поскольку сила сопротивления воздуха учтена ранее, то оставшаяся сила, которую обозначим  $P_{np}$ , может быть определена по формуле

$$P_{np} = G_{np} \cdot (f \cos \alpha \pm \sin \alpha). \quad (17)$$

При этом считается, что сила  $P_{np}$  действует в плоскости, параллельной поверхности движения, и приложена к буксирному крюку автомобиля (см. рисунок 4).

### 3.8 Нормальные реакции дороги

В колесных машинах нормальные реакции опорной поверхности  $Z_1$  и  $Z_2$  (рисунок 4), действующие на колеса, не остаются постоянными. Они изменяются в зависимости от профиля поверхности движения и сил, действующих на транспортное средство.

Нормальные реакции, действующие на колеса двухосного автомобиля при его равномерном движении на подъеме (рисунок 4), можно определить из двух уравнений

равновесия всех сил, действующих на автомобиль: сумме моментов относительно оси заднего колеса (точки 0) и суммы проекций на ось  $z$ .

Высота центра парусности  $h_e$  обычно мало отличается от высоты центра масс  $h$ . Поэтому после всех преобразований имеем

$$Z_1 = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha}{L} - \frac{P_k \cdot r + (P_{II} + P_B) \cdot h + P_{np} \cdot h_{np}}{L},$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha}{L} + \frac{P_k \cdot r + (P_{II} + P_B) \cdot h + P_{np} \cdot h_{np}}{L}.$$
(18)

Приведенные уравнения показывают, что минимальные реакции опорной поверхности при движении автомобиля отличаются от реакций, действующих на колеса неподвижной машины. Реакция на передние колеса  $Z_1$  уменьшается, а на задние  $Z_2$  – увеличивается с увеличением крутизны подъема и сил сопротивления  $P_k$ ,  $P_v$ ,  $P_{np}$ . При этом для машин с задним ведущим мостом увеличивается сила тяги по условию сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

### 3.9 Сила тяги по условиям сцепления движителя с дорогой

Предельную касательную реакцию, которую может обеспечить материал дороги и при превышении которой происходит разрушение грунта под действием сдвигающей силы, называют силой тяги по сцеплению и определяют по формуле [2,7,8]

$$P_\varphi = \varphi \cdot G_\varphi, \text{ Н},$$
(19)

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления движителя с материалом дороги;

$G_\varphi$  – сцепная сила тяжести, Н.



Значения коэффициента сцепления  $\varphi$  в зависимости от вида и состояния поверхности представлены в таблице В.1 приложения В.

Сцепная сила тяжести  $G_\varphi$  представляет собой нормальную реакцию грунта под ведущими элементами движителя. Поэтому она будет равна для колесных транспортных средств

со всеми ведущими мостами

$$G_\varphi = Z_1 + Z_2 = G_a \cdot \cos\alpha;$$

только с задними ведущими мостами

$$G_\varphi = R_2 \approx 2/3 \cdot G_a.$$

Коэффициент сцепления движителя с материалом дороги  $\varphi$  зависит от многих конструктивных (сцепной силы тяжести, конструктивных особенностей движителя и, в частности, опорной поверхности движителя, размера ходовых колес) и эксплуатационных (скорости движения автомобиля, давления воздуха в шинах) факторов транспортного средства, а также от вида и состояния поверхности движения. Так как на величину  $\varphi$  влияет большое число факторов, учесть которые к тому же очень трудно, то обычно пользуются средними значениями коэффициента  $\varphi$ , которые связываются только с типом движителя, видом и состоянием поверхности движения. Средние значения коэффициента  $\varphi$ , приводимые в технической литературе, указаны в таблице В.1 (приложение В).

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно, вычислив для определенного значения  $\varphi$  силу сцепления  $P_\varphi = \varphi \cdot G_\varphi$ , провести горизонталь, как показано на рисунке 5. В зоне, расположенной ниже горизонтали, соблюдается условие  $P_T < P_\varphi$ . Зона же, находящаяся выше горизонтали, характеризует невозможность трогания автомобиля с места, а при движении – неизбежность остановки. В рассматриваемом примере

безостановочное движение на третьей и второй передачах возможно во всем интервале скорости от минимальной до максимальной. На первой передаче движение без буксования колес, при полной нагрузке двигателя возможно лишь со скоростью, большей или равной  $V_1$ . Для движения без буксования со скоростью, меньшей  $V_1$ , на первой передаче необходимо прикрыть дроссельную заслонку, уменьшив силу  $P_T$ .

### 3.10 Сила инерции

При изменении скорости движения машины (при переходных процессах) возникают силы инерции (силы сопротивления разгону), значение которых зависит от величины действующих масс и ускорений. Действуют как поступательно движущиеся массы, так и вращающиеся. При разгоне машины силы инерции оказывают сопротивление движению, при замедленном движении силы инерции препятствуют замедлению движения [2,7,8]

$$P_u = \dot{P}_u + P''_u, \text{ Н},$$

где  $\dot{P}_u$  – сила, необходимая для ускорения автомобиля в его поступательном движении, Н;

$P''_u$  – сила, необходимая для углового ускорения вращающихся масс автомобиля, Н.

Сила  $\dot{P}_u$  равна

$$P'_u = m \cdot j = \frac{G_a}{g} \cdot j,$$

где  $G_a$  – вес автомобиля, Н;

$m$  – масса автомобиля, кг;

$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$j$  – ускорение поступательного движения, м/с<sup>2</sup>.

Сила  $P''_u$  равна

$$P''_u = \frac{J_M \cdot \varepsilon_M \cdot i_{kn} \cdot i_{zn} \cdot \eta_{mp}}{r_k} + \frac{J_K \cdot \varepsilon_K \cdot Z}{r_k},$$

где  $J_M, J_K$  – момент инерции маховика и одного колеса;

$\varepsilon_M, \varepsilon_K$  – угловые ускорения маховика и колеса;

$z$  – количество колес автомобиля;

$r_K$  – радиус качения ведущих колес.

Выражая угловые ускорения маховика и колес через ускорение поступательного движения автомобиля, получим

$$P_u'' = \frac{J_M \cdot i_{kn}^2 \cdot i_{zn}^2 \cdot \eta_{mp}}{r_K^2} \cdot j + \frac{J_K \cdot z}{r_K^2} \cdot j.$$

Таким образом, общая сила сопротивления разгону (инерции)

$$\begin{aligned} P_u &= \frac{G}{g} \cdot j + \frac{J_M \cdot i_{kn}^2 \cdot i_{zn}^2 \cdot \eta_{mp}}{r_K^2} \cdot j + \frac{J_K \cdot z}{r_K^2} \cdot j = \\ &= \frac{G}{g} \cdot j \left( 1 + \frac{J_M \cdot i_{kn}^2 \cdot i_{zn}^2 \cdot \eta_{mp}}{G \cdot r_K^2} \cdot g + \frac{J_K \cdot z}{G \cdot r_K^2} \cdot g \right). \end{aligned}$$

Полученное выражение определяет собой силу, необходимую для разгона поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля. Выражение, заключенное в скобках, учитывает силу, необходимую для разгона вращающихся масс и обычно называется коэффициентом учета вращающихся масс  $\delta_{вр}$ . При этом выражение для силы инерции примет вид

$$P_u = \frac{G}{g} \cdot \delta_{вр} \cdot j, \text{ Н.} \quad (20)$$

В выражении для коэффициента  $\delta_{вр}$  входит передаточное число коробки передач, т.е. этот коэффициент принимает различные значения в зависимости от включенной передачи. Все остальные величины, заключенные в скобки, зависят от конструкции автомобиля и постоянны для каждой модели транспортного средства при неизменном полном весе.

При отсутствии значений моментов инерции можно воспользоваться приближенным выражением

$$\delta_{вр} = 1,03 + a \cdot i_{kn}^2.$$

Для легковых автомобилей  $a = 0,05 \dots 0,07$ , для грузовых автомобилей и автобусов  $a = 0,04 \dots 0,05$ .

Коэффициент учета вращающихся масс зависит от квадрата передаточного числа коробки передач, и для каждой передачи он имеет свое значение.

### 3.11 Силовой (тяговый) баланс автомобиля

Спроецировав все силы (см. рисунок 4) на плоскость дороги, получим уравнение силового баланса автомобиля [1,2,4]

$$P_T - P_K - G \cdot \sin \alpha - P_e - P_u - P_{np} = 0, \quad (21)$$

или, после замены  $G \cdot \sin \alpha = P_{\Pi}$ , имеем

$$P_T - P_K - P_{\Pi} - P_e - P_u - P_{np} = 0.$$

Поскольку  $P_K + P_{\Pi} = P_{\partial}$ , уравнение силового баланса примет вид

$$P_T - P_{\partial} - P_e - P_u - P_{np} = 0. \quad (22)$$

Для установившегося движения  $P_u = 0$ , поэтому уравнение (22) упростится

$$P_T - P_{\partial} - P_e - P_{np} = 0.$$

Данное уравнение называют уравнением силового (тягового) баланса.

### 3.12 Мощностной баланс автомобиля

Мощностной баланс в аналитической форме выражают уравнением [3,7,8]

$$N_e = N_{mp} \pm N_K \pm N_n \pm N_u \pm N_e, \quad (23)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;

$N_{mp}$  – мощность потерь в трансмиссии, кВт;

$N_K$  – мощность на самопередвижение, кВт;

$N_n$  – мощность на преодоление подъема, кВт;

$N_u$  – мощность на разгон, кВт;

$N_e$  – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт.

Мощность, затраченная на преодоление трения в трансмиссии [7]

$$N_{mp} = (1 - \eta_{mp}) \cdot N_e .$$

Мощности, затраченные на преодоление сопротивления подъема и самопередвижения, оценивают суммарной мощностью, затраченной на преодоление суммарных дорожных сопротивлений

$$N_{\partial} = N_k \pm N_n = P_{\psi} \cdot V_a .$$

Мощность, затраченная на преодоление сопротивления воздуха

$$N_e = P_e \cdot V_a = 0,5 k_w \cdot F_a \cdot V_a^3 .$$

Решая уравнение тягового баланса относительно ускорения, выводят дифференциальное уравнение движения автомобиля

$$\frac{dV}{dT} = \frac{P_k \pm f \cdot G \pm i \cdot G - P_w - V_a}{m_a \cdot \delta_{\dot{a}\delta}} = \frac{(P_k \pm P_{\psi} - P_w) \cdot g}{G \cdot \delta_{\dot{a}\delta}} . \quad (24)$$

Интегрируя (24), можно получить зависимость  $V = f(t)$ , повторным интегрированием получим зависимость  $S = f(t)$ .

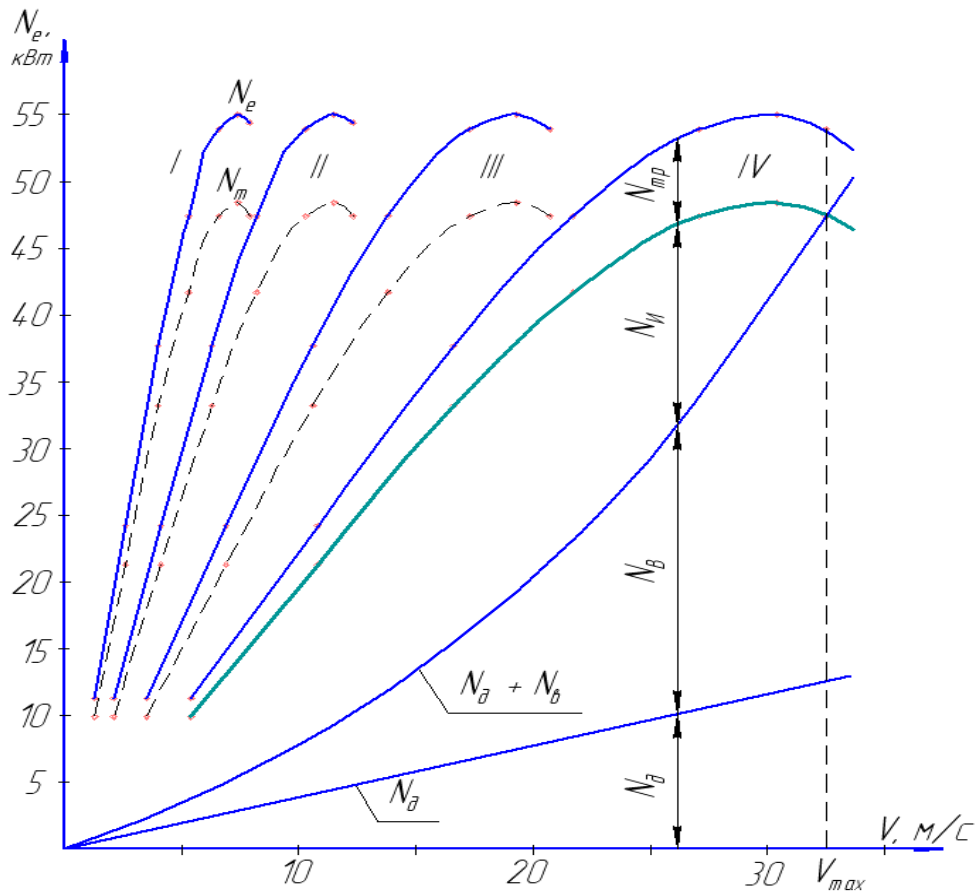


Рисунок 8 – График мощностного баланса

#### 4 Динамические характеристики автомобиля

Динамичность автомобиля определяет его производительность, т.е. способность перевозить грузы (пассажиры) с оптимальной средней технической скоростью, которая, в свою очередь, зависит от интенсивности разгона – трогания с места и увеличения скорости до заданной. В качестве оценочных показателей интенсивности разгона приняты:

$j$  – ускорение при разгоне;

$t$  – время разгона, т.е. время увеличения скорости автомобиля от начальной  $V_0$  до заданной конечной  $V_T$ ;

$S$  – путь разгона, т.е. путь, который пройдет автомобиль при увеличении скорости от  $V_0$  до  $V_T$ .

В приближенных расчетах принимают, что разгон происходит на горизонтальной дороге с твердым покрытием  $\psi$ , сцепление включено и не пробуксовывает, дроссельная заслонка открыта полностью (рейка топливного насоса в положении полной подачи) обеспечено сцепление колес с дорогой без буксования.

Разгон начинают с минимальной устойчивой скорости на низшей передаче порядка  $V_0 = 1,5-2,0$  м/с, до конечной  $V_T = 27,8$  м/с (100 км/ч) – для легковых автомобилей и  $V_T = 16,7$  м/с (60 км/ч) – для грузовых автомобилей.

Для оценки динамических свойств автомобиля используют динамический фактор, а также ускорение, время и путь разгона автомобиля.

#### 4.1 Динамический фактор автомобиля

**Динамическим фактором автомобиля  $D$**  называют отношение разности сил  $P_T - P_e$  к весу автомобиля [2,6]

$$D = \frac{P_T - P_e}{G_a}. \quad (25)$$

Так как касательная сила тяги  $P_T$  и сила сопротивления воздуха  $P_e$  изменяются в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы автомобиля, то и динамический фактор в условиях эксплуатации не остается постоянным.

Величина  $D$  зависит только от конструктивных параметров машин и поэтому ее можно определить для каждой конкретной модели автомобиля. При движении на низших передачах величина  $D$  выше, чем при движении на высших передачах ввиду увеличения  $P_T$  и снижения  $P_e$ . При движении автомобиля со скоростью 4...5 м/с  $D$  определяется по приближенной формуле  $D = P_T/G$ .

Динамический фактор может быть также связан с условиями движения автомобиля. Для этого приравняем  $D$  к правой части уравнения (24) и получим

$$D = \Psi + \frac{j}{g} \delta_{ер}. \quad (26)$$

При  $j = 0$ , т.е. при установившемся движении автомобиля,  $D = \Psi$ .

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения при полном открытии дроссельной заслонки или при полной подаче топлива (дизель), представленную на всех передачах, называют **динамической характеристикой автомобиля** (рисунок 9).

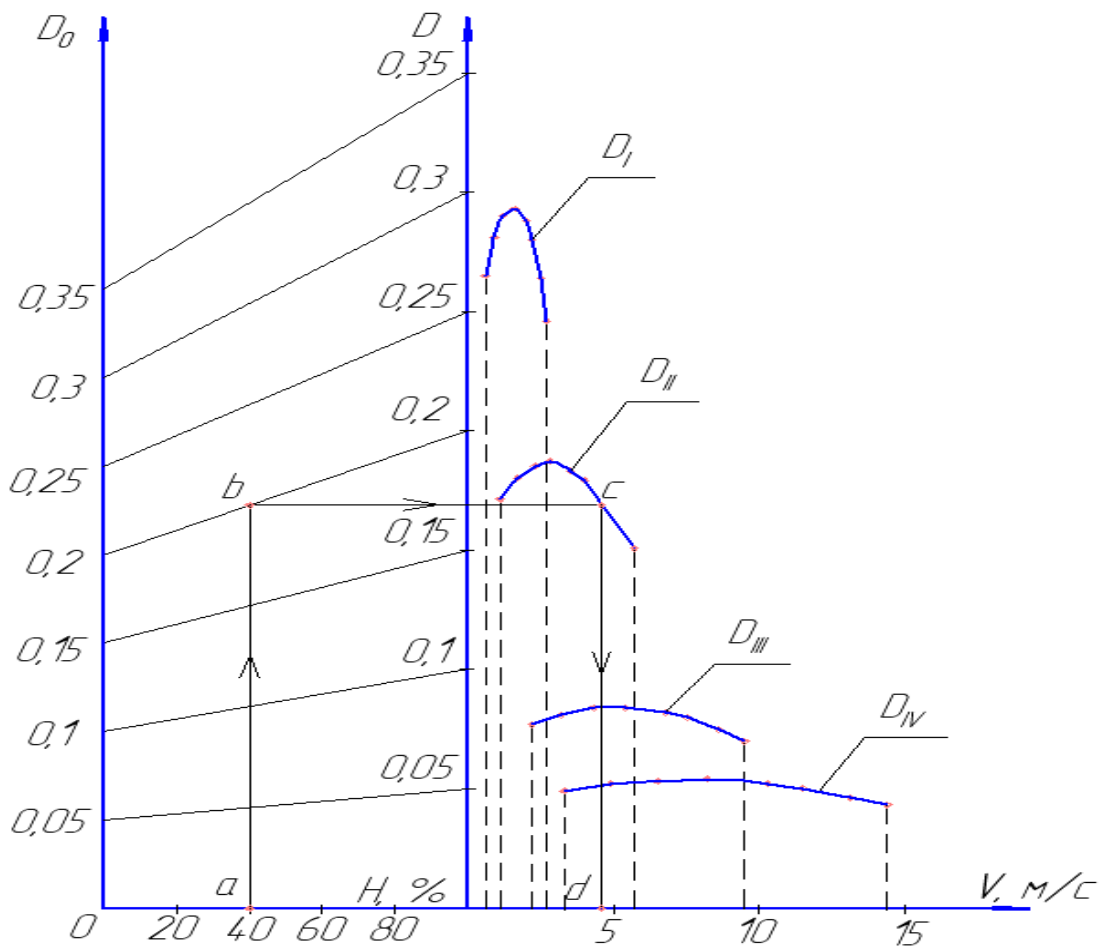


Рисунок 9 – Динамическая характеристика автомобиля с номограммой нагрузок



В процессе эксплуатации автомобиля общая сила тяжести изменяется в зависимости от величины перевозимого груза. Обычно динамическая характеристика строится для полностью нагруженного автомобиля, однако изменение нагрузки на автомобиль меняет его динамические свойства. Для определения динамического фактора автомобиля при любой степени загрузки динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок (рисунок 9). При этом ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево и на ней откладывают отрезок определенной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузки  $H$  в процентах. Масштаб шкалы  $D_0$  определяют по формуле

$$D_0 = D_{100} \cdot \frac{G_0}{G_a},$$

где  $D_{100}$  – масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой;

$G_0$  – сила тяжести автомобиля в снаряженном состоянии (включая вес автомобиля), Н;

$G_a$  – сила тяжести полностью загруженного автомобиля, Н.

Равнозначные деления шкал  $D_0$  и  $D_{100}$  (0,05; 0,10 и т.д.) соединяют прямыми линиями, которые являются числовыми значениями  $\psi$ . Используют динамическую характеристику с номограммой нагрузок следующим образом: для определения величины скорости  $V_a$  установившегося движения автомобиля при известной степени загрузки автомобиля, например (40%), и коэффициента суммарного сопротивления движению  $\psi = 0,20$  из точки  $a$  восстанавливается перпендикуляр до пересечения с наклонной линией, соединяющей шкалы  $D_0$  и  $D_{100}$ , равной 0,20 (точка  $b$ ). Из точки  $b$  проводится прямая, параллельная оси абсцисс до пересечения с кривой  $D_{II}$  (точка  $c$ ). Проекция точки  $c$  на ось абсцисс (точка  $d$ ) дает

установившуюся скорость движения автомобиля на второй передаче  $V_0$ . Кроме рассмотренной задачи можно также по динамической характеристике и номограмме нагрузок определить величину  $\psi$  (при известных нагрузке и скорости передвижения) и вес груза  $G_{гр}$  (при известных  $\psi$  и  $V_a$ ).

#### 4.2 Ускорение при разгоне

Время равномерного движения автомобиля обычно мало по сравнению с общим временем его работы. Так, в городах автомобили движутся равномерно всего 15...25%, 30...45% времени занимает ускоренное движение автомобиля и 30...40% – движение накатом и торможение.

Ускорение при разгоне рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес. Величину ускорения находят из уравнения [1,2,6]

$$j = \frac{D-\psi}{\delta_{гр}} \cdot g, \text{ м/с}^2, \quad (27)$$

где  $D$  – значение динамического фактора на соответствующей передаче;

$\psi$  – коэффициент сопротивления дороги;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$\delta_{гр}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

Наметив на графике динамической характеристики 5...7 значений скорости, определяют соответствующие значения  $D$  и  $\psi$ , затем по формуле (27) находят ускорение на разных передачах. График ускорений показан на рисунке 10. Минимальное значение скорости  $V_{min}$  соответствует наименьшим устойчивым оборотам коленчатого вала. В интервале от 0 до  $V_{min}$  автомобиль трогается с места при

пробуксовке сцепления и при постепенном открытии дроссельной заслонки. Трогание с места продолжается недолго, поэтому считают, что разгон начинается со скорости  $V_{min}$ .

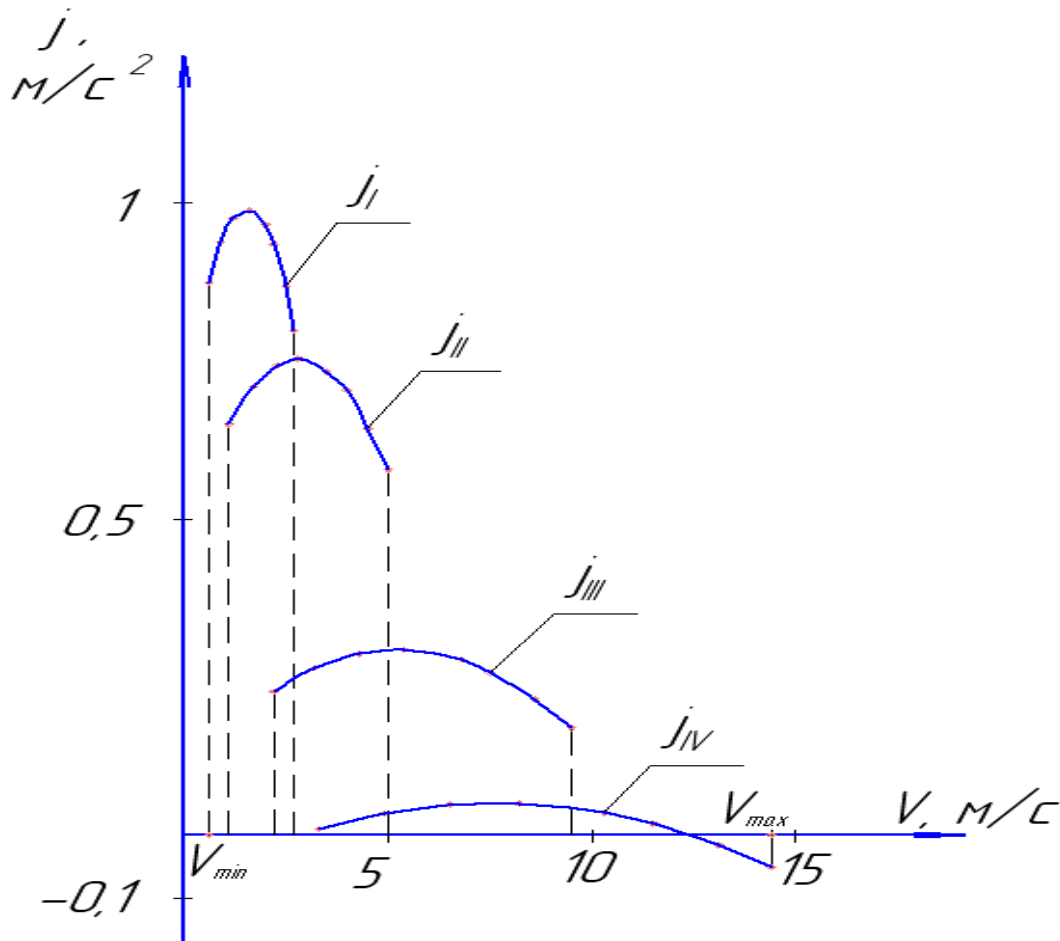


Рисунок 10 – График ускорений автомобиля

У пассажирских автомобилей при  $V_{max}$  ускорение равно нулю, так как запас мощности при этом отсутствует. У грузовых автомобилей при  $V_{max}$  имеется запас мощности, но он для разгона не используется, так как срабатывает ограничитель оборотов коленчатого вала двигателя.

У грузовых автомобилей и автобусов максимальные ускорения на первой передаче и на второй примерно одинаковы. Объясняется это большой величиной

передаточного числа на первой передаче, вследствие которого резко увеличивается коэффициент  $\delta_{ep}$ .

У легковых автомобилей с механической трансмиссией максимальные ускорения могут достигать 2...2,5 м/с<sup>2</sup>, у грузовых – 1,2...2,0 м/с<sup>2</sup>, автобусов – 1,8...2,3 м/с<sup>2</sup>.

### 4.3 Время разгона автомобиля

В виду отсутствия аналитической связи между ускорением  $j$  и скоростью  $V$  время и путь разгона определяют графоаналитически. Кривую ускорений разбивают на ряд отрезков и считают, что в каждом интервале скорости автомобиль разгоняется с постоянным ускорением [3,8]

$$j_{cp} = 0,5(j_1 + j_2), \text{ м/с}^2, \quad (28)$$

где  $j_1$  и  $j_2$  – ускорение соответственно в начале и в конце выбранного интервала скорости.

При изменении скорости, например от  $V_1$  до  $V_2$  среднее ускорение

$$j_{cp}' = \frac{V_2 - V_1}{\Delta t_1} = \frac{\Delta V_1}{\Delta t_1}. \quad (29)$$

Следовательно, время разгона в том же интервале изменения скорости:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta V_1}{j_{cp}'}, \text{ с.} \quad (30)$$

Общее время разгона  $t$  от минимально устойчивой скорости  $V_{min}$  до конечной  $V_{max}$

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n, \text{ с.} \quad (31)$$

По значениям  $t$ , определяемым для различных скоростей, строят кривую скорости времени разгона, начиная ее от минимального значения  $V_1 = V_{min}$ , для которого  $t = 0$  (рисунок 11). Для скорости  $V_2$  откладывают значение  $\Delta t_1$ , для скорости  $V_3$  – значение  $\Delta t_1 + \Delta t_2$  и т.д.

Время переключения передач  $t_n$  зависит от квалификации водителя; конструкции коробки передач и типа двигателя. Для водителя высшей квалификации значение  $t_n$  в среднем составляет от 0,5...1,5 с (карбюраторный двигатель) до 1...4 с (дизель).

Величина уменьшения скорости в процессе переключения передач

$$\Delta V_n = 9,3 \cdot t_n \cdot \psi, \text{ м/с.} \quad (32)$$

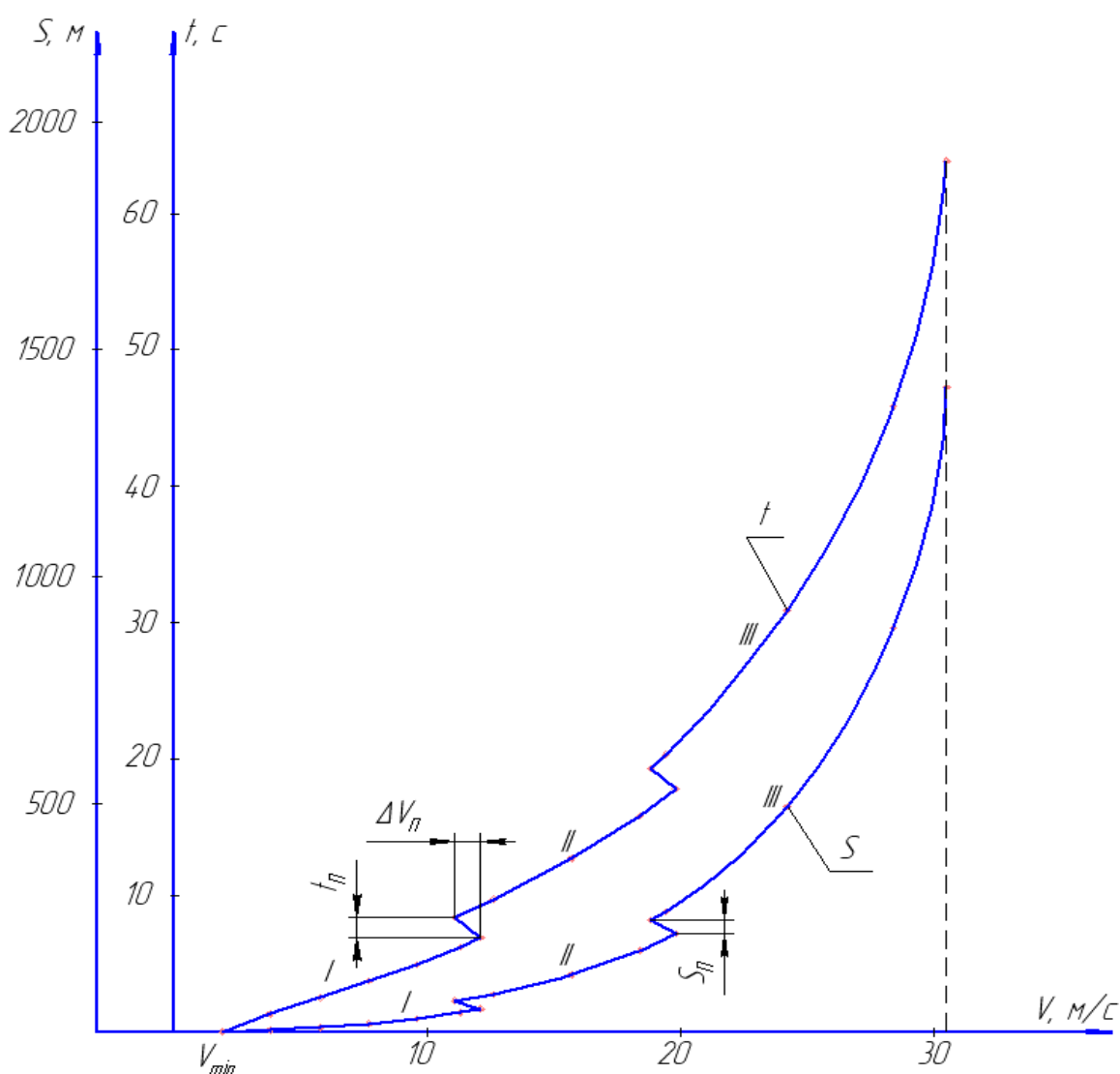


Рисунок 11 – График пути и времени разгона автомобиля

#### 4.4 Путь разгона автомобиля

При расчете пути  $S$  разгона приближенно считают, что в каждом интервале изменения скорости автомобиль движется равномерно со средней скоростью  $V_{cp}$ . Так в интервале  $V_1 - V_2$

$$V'_{cp} = 0,5(V_1 + V_2). \quad (33)$$

При этом допущении путь разгона в интервале скоростей  $V_1 - V_2$

$$\Delta S_1 = V'_{cp} \Delta t_1 = V'_{cp} \frac{\Delta V_1}{j_{cp}}, \text{ м.} \quad (34)$$

Общий путь разгона

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n. \quad (35)$$

Кривую  $S$  начинают от минимальной скорости  $V_1 = V_{min}$  (см. рисунок 11) и строят для тех же интервалов скорости, что и кривую  $t$ .

Путь, проходимый за время переключения передач [2,6]

$$S_n = (V_n - 4,73 \cdot t_n \cdot \psi) \cdot t_n, \text{ м.} \quad (36)$$

где  $V_n$  – скорость в момент начала переключения передач, м/с.

## 5 Топливная экономичность автомобиля

Топливо является важным эксплуатационным материалом, который потребляется автомобильным транспортом в большом количестве. Стоимость топлива составляет 10...15% всех затрат на перевозки. Поэтому необходимо использовать топливо с максимальной эффективностью, не допуская его неоправданных затрат и потерь [1,2,8].

### 5.1 Расчет топливной экономичности и построение экономической характеристики

Совершенство конструкции автомобиля с точки зрения топливной экономичности оценивают по общему расходу топлива, отнесенному к длине пройденного пути или к объему транспортной работы.

Расчет топлива на единицу пробега (путевой расход) [1,6]

$$q_n = Q/S, \text{ л/м}, \quad (37)$$

где  $Q$  – общий расход топлива, л;

$S$  – пробег автомобиля, м.

Этот измеритель легко определяется, однако он приводит к неверным выводам. Так, автомобиль, перевозящий груз, расходует больше топлива, чем порожний, и согласно формуле (37), оказывается менее экономичным по сравнению с автомобилем, совершающим холостой пробег.

Более правильно оценивать топливную экономичность автомобиля по расходу топлива, отнесенному к единице транспортной работы. Так, например, для грузовых автомобилей [1,2,8]

$$q_p = \frac{Q\rho_T}{G_{zp} \cdot S_{zp}}, \quad (38)$$

где  $G_{зр} \cdot S_{зр}$  – объем транспортной работы, кг·м;

$G_{зр}$  – масса перевозимого груза, кг;

$S_{зр}$  – пробег автомобиля в грузе, м;

$\rho_T$  – плотность топлива, кг/л; для бензина –  $\rho_T = 0,712...0,761$  кг/л, для дизельного топлива –  $\rho_T = 0,83...0,865$  кг/л.

Практическое применение измерителя затруднено, так как не всегда можно точно определить объем транспортной работы, выполненной автомобилем.

Удельный расход топлива в кг/100 км пути [8]

$$q_i = \frac{100 \cdot G_D}{3,6 \cdot V_a}, \quad (39)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива кг/ч;

$V_a$  – скорость автомобиля, м/с.

График топливной экономичности автомобиля представлен на рисунке 12.

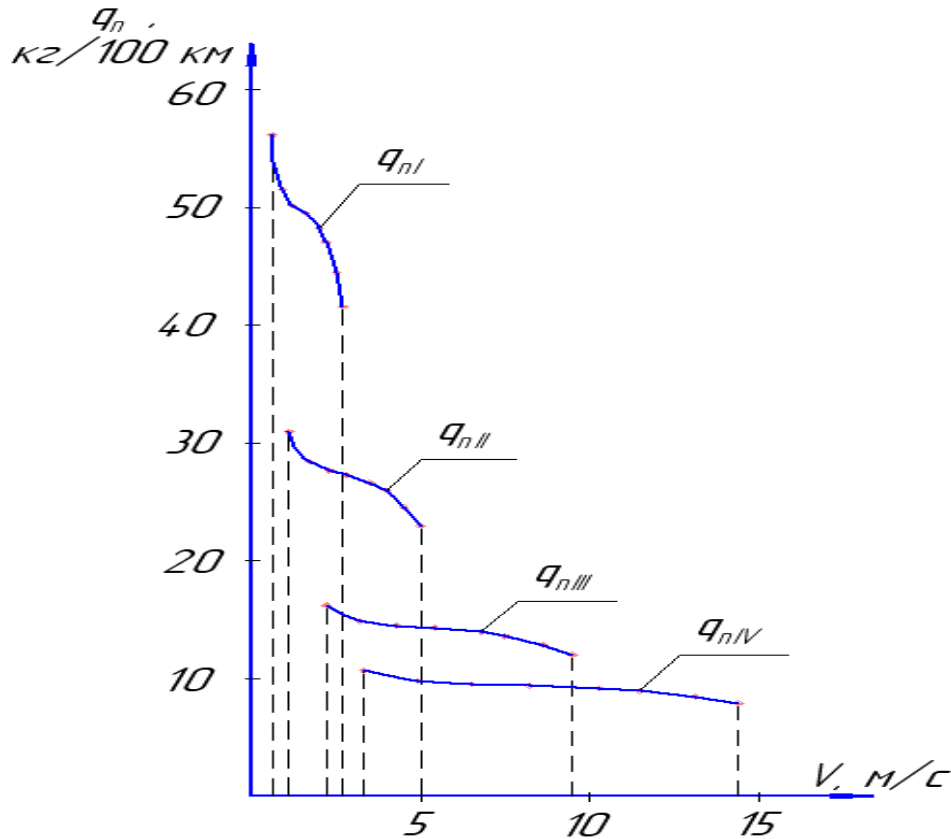


Рисунок 12 – График топливной экономичности автомобиля



## 5.2 Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность

В процессе действительной эксплуатации, особенно в городе, значительную часть времени автомобиль находится в условиях переходных режимов – разгон-торможение. При ускоренном движении расход топлива увеличивается вследствие нарастания сопротивления сил инерции. Движение накатом, по инерции, не всегда компенсирует перерасход топлива при разгоне.

Работа на пониженных передачах связана со значительным увеличением расхода топлива. Выбор наиболее экономичного режима движения зависит от состояния дороги, выбора рациональной скорости и квалификации водителя. Большое влияние на расход топлива оказывает техническое состояние машины. Так, отклонение уровня топлива в поплавковой камере карбюратора приводит к изменению расхода: с понижением уровня улучшается экономичность при движении на длинных участках пути, но ухудшается динамика машины, увеличивается расход топлива на разгон; с повышением уровня топлива может улучшиться динамика, но будет происходить перерасход топлива при установившемся движении.

Неправильная установка угла опережения зажигания у карбюраторных двигателей или впрыскивания топлива у дизелей приводит к ухудшению экономичности двигателя до 60–90%. Неправильная регулировка зазора в прерывателе системы зажигания вызывает ухудшение работы двигателя и, следовательно, увеличение расхода топлива и т.д.

Влияет на экономичность и тепловой режим двигателя. Снижение температуры охлаждающей жидкости с 95 до 75°С

приводит к увеличению расхода на 3–5%, а при 65°C расход горючего увеличивается до 15%.

Причиной ухудшения экономичности может быть применение не рекомендованных заводом-изготовителем топлива и масел. Так, использование бензина с меньшим октановым числом приводит к увеличению расхода топлива на 15–20% [1,6].

## **Заключение**

Приведенные рекомендации призваны оказать помощь обучающимся в организации процесса подготовки курсовой работы и формировании методического обеспечения, необходимого для ее написания и защиты. При выполнении курсовой работы обучающийся систематизирует, закрепляет и углубляет теоретические знания, полученные в процессе обучения по основной образовательной программе.

Данные методические рекомендации содержат указания по каждому этапу выполнения курсовой работы, это позволит избежать наиболее распространенных ошибок и сконцентрировать внимание обучающихся на наиболее важных вопросах при выполнении курсовой работы и подготовке к процедуре ее защиты.

## Список литературы

1. Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования: учебное пособие / составители Р.Р. Мингалимов [и др.]. – Самара: СамГАУ, 2018. – 29 с. – Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. – URL: <https://e.lanbook.com/book/123580>
2. Мяло, О.В. Конструкция и эксплуатационные свойства машин: учебное пособие / О.В. Мяло, В.В. Мяло. – Омск: Омский ГАУ, 2021. – 91 с. – ISBN 978-5-89764-966-2. – Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. – URL: <https://e.lanbook.com/book/176594>
3. Волков, В.С. Основы расчета систем автомобилей, обеспечивающих безопасность движения: учебное пособие / В.С. Волков. – Санкт-Петербург: Лань, 2021. – 144 с. – ISBN 978-5-8114-1818-3. – Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. – URL: <https://e.lanbook.com/book/168780>
4. Сафиуллин, Р.Н. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин: учебник / Р.Н. Сафиуллин, М.А. Керимов, Д.Х. Валеев. – Санкт-Петербург: Лань, 2019. – 484 с. – ISBN 978-5-8114-3671-2. – Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. – URL: <https://e.lanbook.com/book/113915>
5. Поливаев, О. И. Теория трактора и автомобиля : учебник / О. И. Поливаев, В. П. Гребнев, А. В. Ворохобин. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 232 с. — ISBN 978-5-8114-2033-9. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/168922>

6. Уханов, А. П. Конструкция автомобилей и тракторов : учебник / А. П. Уханов, Д. А. Уханов, В. А. Голубев. — 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 188 с. — ISBN 978-5-8114-4582-0. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/206900>
7. Волков, Е. В. Теория эксплуатационных свойств автомобиля : учебник для вузов / Е. В. Волков. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 284 с. — ISBN 978-5-8114-8745-5. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/197455>
8. Поршнев, Г.П. Проектирование автомобилей и тракторов. Конструирование и расчет трансмиссий колесных и гусеничных машин : учебное пособие / Г.П. Поршнев. – Санкт-Петербург: СПбГПУ, 2017. – 127 с. – ISBN 978-5-7422-5648-9. – Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. – URL: <https://e.lanbook.com/book/105483>

## Приложение

### Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Параметры автомобильных шин

Обозначение шины	Рисунок протектора	$d_o$ , мм	$B$ , мм	$R_{ст}$ , мм	$P_w$ , МПа	$V_{доп}$ , км/ч
2115-13	УН	600	158	278	0,15/0,18	150
115/70R13	УН	600	158	278	0,2/0,2	150
175/70R13	УН	580	176	265	0,16/0,19	150
175/70R13	Др	580	176	265	0,17/0,2	150
175/70R13	Др	580	176	265	0,2/0,2	150
6,40-13	Др	645	172	303	0,17/0,2	140
205/R14	Др	652	206	295	0,2/0,2	180
6,95-16	УН	692	178	322	0,18/0,1	150
185/80R15	Др	674	188	310	0,17/0,19	120
8,40-15	УН	791	218	370	0,23/0,37	100
8,25-20	УН	970	235	457	0,43/0,43	100
6,40-13	Др	645	172	303	0,7/0,25	100
240R508	УН	976	235	465	0,45/0,63	100
260R508	УН	1028	260	488	0,4/0,63	100
260R508	УН	1028	260	488	0,6/0,65	100
260R508	УН	1028	260	488	0,73/0,53	100
300R508	Др	1075	292	507	0,75/0,67	80
300R508	Др	1075	292	507	0,8/0,67	80
260R508	УН	1028	260	488	0,73/0,43	100
320R508	ПП	1125	315	527	0,3/0,3	85
370-508	ПП	1220	375	555	0,32/0,32	50

*Примечания.* Рисунки протектора: УН – универсальный; Др – дорожный; ПП – повышенной проходимости;  $d_o$  – наружный диаметр шины;  $B$  – ширина профиля;  $R_{ст}$  – статический  $R_w$  – давление воздуха в шинах соответственно в передних и задних колесах;  $V_{доп}$  – максимально допустимая скорость

Приложение Б  
(справочное)

Таблица Б.1 – Средние значения коэффициентов обтекаемости и лобовой площади автомобилей

Автомобили	$K_B, \text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$	$F, \text{м}^2$
Легковые	0,2–0,35	1,6–2,8
Грузовые	0,6–0,7	3,0–5,0
Автобусы	0,25–0,4	4,5–6,5

Таблица Б.2 – Коэффициенты обтекаемости, сопротивления воздуха и лобовой площади автомобилей

Автомобиль	$C_x$	$K_g (K_w), \text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$	$F, \text{м}^2$
Kia Ceed	0,46	0,39	1,32
Opel Astra	0,57	0,36	1,74
Toyota Prado	0,66	0,34	2,36
Honda Civic	0,34	0,25	1,21
Toyota Corolla	0,46	0,35	1,78
LADA Kalina	0,38	0,24	1,89
Renault Sandero	0,47	0,30	2,28
LADA Granta	0,36	0,22	1,60
BA3-2121	0,56	0,35	2,4
Toyota RAV4	0,42	0,20	2,06
Mitsubishi Lancer	0,37	0,37	2,20
ЛАЗ-42021	0,54	0,34	5,00
ГАЗ-33022, фургон	0,65	0,41	5,50
Ford Transit	0,87	0,54	4,05
ЗИЛ-4331, тентовый	0,66	0,41	7,50
КамАЗ-5320, бортовой	1,02	0,64	6,00
КамАЗ-5351	0,68	0,43	7,60
МАЗ-35551	0,72	0,45	8,50
МАЗ-53371	0,79	0,52	8,30

Приложение В  
(справочное)

Таблица В.1 – Коэффициенты сопротивления качению и сцепления

Вид и состояние поверхности	Коэффициент сопротивления качению, $f$	Коэффициент сцепления, $\varphi$
Асфальто- и цементобетонные поверхности: в отличном состоянии	0,012-0,018	0,7-0,8
в удовлетворительном состоянии	0,018-0,020	0,3-0,4
Гравийное покрытие	0,07-0,07	0,5-0,6
Покрытые снегом	0,02-0,04	0,2-0,3
Обледенелые	0,07	0,1-0,2
Грунтовая дорога:		
сухая, укатанная	0,025-0,035	0,5-0,6
после дождя	0,05-0,15	0,2-0,4
Луг влажный:		
нескошенный	0,05-0,07	0,5-0,7
скошенный	0,08-0,1	0,4-0,6
Песок:		
сухой	0,1-0,3	0,5-0,6
влажный	0,1-0,15	0,4-0,5
Снег укатанный	0,02-0,04	0,2-0,3
Снежная целина	0,05-0,07	0,2-0,4
Булыжная мостовая	0,03-0,04	0,3-0,4



Приложение Г  
(справочное)

Таблица Г.1 – Краткие технические характеристики автомобилей

Показатели	RENAULT-SANDERO	KIA-SEED	HYUNDAI-TUCSON	RENAULT-KOLEOS	ГАЗ-33023	ГАЗ-2705	ГАЗ-3221	TOYOTA-PRADO
Снаряженная масса, кг	1360	1400	1400	1750	2050	2090	2400	2250
Вместимость, чел	5	5	5	5	6	7	9	5
Двигатель	4-х цилиндровый с искровым зажиганием							
Рабочий объём ДВС, л	1,6	1,6	1,6	2,0	2,5	2,5	2,5	2,7
Степень сжатия	10,7	10,5	10,0	11,2	8,2	8,2	8,2	10,2
Мощность, кВт при об/мин	83 / 5500	94 / 6300	130 / 5500	106 / 6000	74 / 4500	74 / 4500	74 / 4500	120 / 5200
Крутящий момент, Нм при об/мин	152 / 4000	155 / 4850	265 / 4500	200 / 4400	182 / 2500	182 / 2500	182 / 2500	246 / 3900
Максимальная скорость, км/ч	165	180	190	180	115	115	115	190
Передаточные числа:								
КПП: первая	3,19	3,8	3,8	2,6	4,05	4,05	4,05	3,83
вторая	1,80	2,04	2,08	1,1	2,34	2,34	2,34	2,06
третья	1,33	1,37	1,33	0,9	1,395	1,395	1,395	1,44
четвертая	1	1	0,98	0,8	1	1	1	1
пятая	0,81	0,77	0,63	0,65	0,85	0,85	0,85	0,84
Главной передачи	3,91	4,4	4,5	5,7	4,55	4,55	4,55	4,22
Колесная формула	4x2							4x4
Размер шин	175/70 R13	225/45 R17	225/60 R17	225/65 R17	225/75R16C			245/70 R17

Продолжение таблицы Г.1

Показатели	ВА3-2107	ВА3-2108	ВА3-2109	ВА3-21099	ВА3-2190	ВА3-2115	ЛАДА-2110	ЛАДА-2111	ЛАДА-2112
Снаряженная масса, кг	1030	920	945	940	1100	970	1080		
Вместимость, чел	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Двигатель	4-х цилиндровый, с системой впрыска топлива								
	8-клапанный						16-клапанный		
Рабочий объем ДВС, л	1,69	1,5	1,5	1,5	1,6	1,5	1,5	1,5	
Степень сжатия	9	9	9	9	10,5	9	9	9	
Мощность, кВт при об/мин	58,8 / 5200	51,5 / 4800	51,5 / 4800	52,5 / 4800	64 / 5100	50,8 / 5200	69 / 5600	66 / 5600	
Крутящий момент, Нм при об/мин	127 / 3500	118 / 3400	118 / 3400	120 / 2800	140 / 3800	110 / 2800	130 / 3600	130 / 3600	
Максимальная скорость, км/ч	155	157	157	160	170	155	180	185	
Передаточные числа:									
КПП: первая	3,67	3,64	3,64	3,64	3,64	3,64	3,64	3,64	3,6
вторая	2,10	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	1,9
третья	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,3
четвертая	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9
пятая	0,81	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,8
Главной передачи	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
Колесная формула	4x2								
Размер шин	175/70R13						185/60R14		

Продолжение таблицы Г.1

Показатели	Камаз 5320	Камаз 53212	Камаз 55111	ЗИЛ- 5301А0	ЗИЛ- 433360	ЗИЛ- 133Г40
Снаряженная масса а/м, кг	7080	8000	9250	3695	4475	7475
Грузоподъемность а/м, кг	8000	10000	13000	3000	6000	10000
V <sub>max</sub> , не менее, км/ч	80	80	80	95	90	85
Модель ДВС, расположение и число цилиндров	КамаЗ- 740.10	КамаЗ- 740. 11	КамаЗ- 740.51	Д- 245.12С	ЗИЛ- 508.10	ЗИЛ- 6454
	V-образное, 8			L-6	V- 6	V- 8
Мощность, кВт / при об/мин	154 / 2600	176 / 2200	165 / 2200	80 / 2400	110 / 3200	147 / 2800
Крутящий момент, Нм / при об/мин	637 / 1800- 1500	834 / 1200- 1400	912 / 1100- 1500	350 / 1300- 1700	402 / 1800- 2000	570 / 1400- 1600
Рабочий объём, л	10,85	10,85	10,85	4,75	6	9,56
Степень сжатия	17	16	16,5	15,1	7,1	18,7
Передаточные числа: на передачах	1 - 7,82-6,38			6,45	7,44	6,39
	2 - 4,03-3,29			3,56	4,1	3,56
	3 - 2,50-2,04			1,98	2,29	2,14
	4 - 1,53-1,25			1,275	1,47	1,23
	5 - 1,00-0,815			1	1	1
главной передачи	6,53			3.273	6.33	5.29
Размер шин	9.00R20 (260R508)	10.00 R20 (280 R508)		225/75R1 6С	7,0-20 (260R508)	

Продолжение таблицы Г.1

Показатели	Кра3-5131BE	Кра3-5133B2	Кра3-6130C4	Урал-5323-20	Урал-43206	Урал-6361-01
Снаряженная масса а/м, кг	10950	9475	12900	11850	7955	8850
Грузоподъемность а/м, кг	5100	8300	15000	10000	4200	10000
V <sub>max</sub> , не менее, км/ч	80	80	80	80	80	80
Модель ДВС, расположение и число цилиндров	ЯМЗ-238Д			ЯМЗ-238Б	ЯМЗ-236М2	КамАЗ-740.11
	V-образное, 8			V- 8	V- 6	V- 8
Мощность, кВт / при об/мин	234 / 2100		220 / 2100	220 / 2100	176 / 2200	176 / 2200
Крутящий момент, Нм / при об/мин	1185 / 1200-1400		1180 / 1350	1180 / 1350	833 / 1200-1400	833 / 1200-1400
Рабочий объём, л	14,86	14,86	14,86	14,86	11,15	10,85
Степень сжатия	15,2	15,2	16	15,2	16,5	16
Передаточные числа: на передачах	1 - 7,30; 2 - 4,86; 3 - 3,50; 4 - 2,48; 5 - 2,09; 6 - 1,39; 7 - 1,00; 8 - 0,71				1- 5,22 2- 2,90 3- 1,52 4- 1,00 5- 0,66	6,39 3,56 2,14 1,23 1
главной передачи	8,173	5,649	6,154	7,32	7,32	7,32
Размер шин	1350x530-533	12.00R20 (320R-508)			14,00-20 (1200x500-508)	

Пример титульного листа

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Пермский государственный аграрно-технологический университет  
имени академика Д. Н. Прянишникова»  
(ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ)**

Кафедра технического сервиса и ремонта машин

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

по дисциплине: «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин»

по теме: «Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля  
\_\_\_\_\_»

Вариант №\_\_

Исполнитель: обучающийся

\_\_\_ курса по направлению подготовки

23.03.03 Эксплуатация транспортно-

технологических машин и комплексов

Группа ЭТб-\_\_\_\_\_

Шифр ЭТб \_\_\_\_\_

Проверил: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Пермь 202\_

Пример оформления графической части

