

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ**

Кафедра «Автомобильный транспорт»

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ТЯГОВОГО РАСЧЁТА
НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

4/20-2016-05

Горловка — 2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

УТВЕРЖДАЮ
Директор АДИ ДонНТУ
М. Н. Чальцев
18.11.2017

Кафедра «Автомобильный транспорт»

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ТЯГОВОГО РАСЧЁТА
НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

4/20-2016-05

РЕКОМЕНДОВАНО

Протокол заседания
учебно-методической комиссии
факультета «Автомобильный
транспорт»
17.11.2016 № 2

РЕКОМЕНДОВАНО

Протокол заседания
кафедры «Автомобильный
транспорт»
18.10.2016 № 2

Горловка — 2017

УДК 629.015(076)

Учебно-методическое пособие по выполнению тягового расчёта наземных транспортных средств / А.В. Химченко. — Электрон. данные — Горловка: ГОУВПО «ДонНТУ» АДИ, 2017. — 36 с.

Тяговый расчёт выполняется студентами, обучающимися по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» в рамках изучения дисциплины «Теория эксплуатационных свойств», а также студентами, обучающимися по направлениям 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» при изучении дисциплин «Конструкция и эксплуатационные свойства машин».

Методические указания содержат методику выполнения тягового расчёта, расчётные зависимости и примеры оформления таблиц и графиков, которые строятся по результатам расчёта.

Тяговый расчёт выполняется студентами дневной и заочной формы обучения на практических занятиях, при выполнении контрольной работы, а также в составе курсовой работы, курсового и дипломного проекта.

Составитель: Химченко А.В., канд. техн. наук, доц.

Ответственный за выпуск: Мищенко Н.И., д-р. техн. наук, проф.

Рецензент: Воронина И. Ф., канд. техн. наук, доц.

© Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Донецкий национальный технический университет»
Автомобильно-дорожный институт, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	6
1 ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ	8
1.1 Выбор прототипа и компоновочной схемы ТС	8
1.2 Построение внешней скоростной характеристики двигателя проектируемого ТС	9
1.3 Построение графика силового баланса	17
1.4 Построение графика динамической характеристики	22
1.5 Построение графика ускорений	23
1.6 Построение графика величин обратных ускорениям	24
1.7 Построение графиков времени и пути разгона ТС	24
1.8 Построение графика мощностного баланса	27
2 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ	30
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	34

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

$ТС$	— транспортное средство;
$ВСХ$	— внешняя скоростная характеристика двигателя;
$ТЭХ$	— топливно-экономическая характеристика;
$КПД$	— коэффициент полезного действия;
$\lambda_{см}$	— коэффициент смятия шины;
a, b, c	— коэффициенты формулы Лейдермана;
B	— колея передних колес ТС;
$B_{Г}$	— габаритная ширина ТС;
c_x	— коэффициент аэродинамического сопротивления;
D	— динамический фактор;
$D_{max}^{вп}$	— максимальный динамический фактор на высшей передаче;
d	— посадочный диаметр шины;
g	— ускорение свободного падения;
$g_{e \min}$	— минимальный удельный расход топлива;
g_{eN}	— номинальный удельный расход топлива;
$G_{во}$	— вес приходящийся на ведущие колеса;
F	— лобовая площадь ТС (площадь Минделя);
$\sum_{i=1}^n F_i$	— площадь под кривой $1/j_a = f(V_a)$ или $t_p = f(V_a)$;
H	— ширина профиля шины;
$H_{Г}$	— габаритна высота проектируемого ТС;
j_a	— ускорение ТС;
$K_{в}$	— коэффициент сопротивления воздушной среды;
$k_{и}$	— коэффициент учитывающий зависимость удельного расхода топлива от нагрузки на двигатель;
$k_{об}$	— коэффициент учитывающий зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя;
m	— номер передачи;
$m_{ч}$	— масса одного человека: пассажира или члена экипажа;
m_0	— собственная масса проектируемого ТС;
m_a	— полная масса ТС;
$m_{Г}$	— заданная грузоподъёмность проектируемого ТС;
$m_{б}$	— масса багажа одного человека;
M_e	— эффективный крутящий момент двигателя;
N_e	— эффективная мощность двигателя;
N_{ev}	— эффективная мощность двигателя проектируемого ТС соответствующая максимальной скорости движения;
$N_{д}$	— мощность затраченная на преодоление дорожного сопротивления;
$N_{и}$	— мощность, которая может быть затрачена на ускорение;
$N_{к}$	— мощность подведённая к ведущим колёсам ТС;

N_B	— мощность затраченная на преодоление сопротивления воздушной среды;
$n_{кп}$	— число ступеней коробки передач;
n	— частота вращения коленчатого вала двигателя;
n_N	— частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности;
n_V	— частота вращения коленчатого вала двигателя соответствующая максимальной скорости движения ТС;
$n_{ЭК}$	— количество членов экипажа;
P_T	— тяговая сила на ведущих колёсах;
P_d	— сила суммарного сопротивления дороги;
$P_{и}$	— сила сопротивления разгону;
P_B	— сила сопротивления воздушной среды;
Q_S	— путевой расход топлива (расход топлива на 100 км);
r_d	— динамический радиус колеса;
r_k	— кинематический радиус колеса (радиус качения);
$r_{ст}$	— статический радиус колеса;
t_B	— температура окружающей среды;
t_p	— время разгона ТС;
V_{max}	— максимальная скорость движения ТС;
U_T	— передаточное число главной передачи;
U_d	— передаточное число дополнительной коробки;
$U_{дн}$	— передаточное число раздаточной коробки на нижней передаче;
$U_{кп}$	— передаточное число коробки передач;
$U_{кпm}$	— передаточное число промежуточной передачи коробки передач ТС;
$U_{кпв}$	— передаточное число высшей передачи коробки передач ТС;
$\delta_{вр}$	— коэффициент учёта вращающихся масс;
φ_x	— коэффициент сцепления колес с дорогой вдоль оси X ;
$\mu_{1/ja}$	— масштаб графика величин обратных ускорениям;
μ_t	— масштаб графика времени разгона;
μ_V	— масштаб графика скорости;
ρ_B	— плотность окружающего воздуха;
ρ_T	— удельный вес топлива;
ψ	— коэффициент суммарного сопротивления дороги;
ψ_V	— коэффициент суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости движения ТС;
$\eta_{тр}$	— коэффициент полезного действия трансмиссии ТС;
u	— коэффициент использования мощности двигателя.

ВВЕДЕНИЕ

Тяговый расчет выполняется студентами дневной и заочной формы обучения образовательно-квалификационного уровня специалитет обучающихся по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» с целью усвоения дисциплины «Теория эксплуатационных свойств» и при выполнении курсового проекта по дисциплине «Проектирование наземных транспортно-технологических средств».

Тяговый расчет является важнейшим элементом инженерной методики проектирования транспортных средств (ТС). Он позволяет оценить потенциальные тягово-скоростные свойства и топливную экономичность ТС для различных условий эксплуатации, и определить нагрузочные режимы узлов и агрегатов шасси.

Вариант задания выбирается по соответствующим таблицам, которые находятся на кафедре «Автомобильный транспорт». Работы, выполненные не по варианту, проверке и рецензированию не подлежат.

Тяговый расчёт ТС выполняется на основании исходных данных. Исходные данные могут быть разделены на две группы: данные, задаваемые согласно варианта, и данные, принимаемые студентом в ходе выполнения расчёта

Согласно варианта предоставляются следующие исходные данные:

1. Тип автомобиля — легковой, грузовой, грузопассажирский или автобус.
2. Тип двигателя — бензиновый или дизельный.
3. Тип проходимости — обычная или повышенная.
4. Пассажировместимость или грузоподъёмность
5. Максимальная скорость движения ТС.
6. Максимальное значение суммарного коэффициента сопротивления дороги (для ТС повышенной проходимости не задаётся).
7. Значение суммарного коэффициента сопротивления дороги при максимальной скорости движения ТС.
8. Минимальная скорость движения (для ТС с обычной проходимостью не задаётся).

В ходе выполнения тягового расчёта студент задаёт или рассчитывает следующие параметры ТС:

1. Полную массу ТС.
2. Значения коэффициентов формулы Лейдермана.
3. Размер шин и статический радиус колеса.
4. Коэффициент сопротивления воздушной среды.
5. Лобовую площадь ТС.
6. КПД трансмиссии ТС. В ходе выполнения тягового расчёта студент задаёт или рассчитывает следующие параметры ТС:

В процессе выполнения тягового расчёта должны быть построены следующие графические зависимости:

- внешняя скоростная характеристика двигателя (ВШХ);
- график силового баланса;
- динамическая характеристика;
- график ускорений;
- график величин, обратных ускорением;
- графики времени и пути разгона;
- график баланса мощностей;
- топливно-экономическая характеристика.

Расчётно-пояснительная записка должна быть выполнена в соответствии со следующими стандартами по оформлению и метрологии:

— *ГОСТ 7.32-2001 СИБИД. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления (с Изменением N 1) [9]*

— *ГОСТ 8.417-2002 СИБИД. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин [10]*

— *ДСТУ 3008-95. Документація. Отчеты в сфере науки и техники. Структура и правила оформления [12]*

— *ДСТУ 3651.0-97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Основні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць. Основні положення, назви та позначення [13]*

— *ДСТУ 3651.1-97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Похідні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць та позасистемні одиниці. Основні поняття, назви та позначення [14]*

Расчётные графики выполняются на листах белой или миллиметровой бумаги формата А4, размещаются по тексту или в приложении.

В пояснительной записке должны быть приведены: расчётные формулы; результаты расчётов в виде таблиц и графиков; пояснения методики расчёта и обоснование выбранных параметров; пример расчёта одной точки для всех графиков, в соответствии с выбранными студентом частотами вращения коленчатого вала двигателя; краткие выводы.

Изложения пояснительной записки должно быть кратким, точным и выполнено литературным языком.

Тяговый расчёт и расчёт топливно-экономической характеристики транспортного средства (далее тяговый расчёт) может быть выполнен с использованием общераспространённых математических пакетов, электронных таблиц, но без использования специализированного программного обеспечения.

1 ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ

Тяговый расчёт ТС является классическим графоаналитическим методом решения уравнений силового и мощностного балансов. Его общая методика приведена в различных учебниках и пособиях [5; 7; 11; 17] и изложены с учётом особенностей конструкций автомобилей в зависимости от времени издания и приоритетов авторов. В данном пособии внесены дополнения и уточнения, касающиеся современных автомобилей и двигателей, а также сделан акцент на возможностях использования студентом при расчёте современного программного обеспечения.

При изучении дисциплины «Теория эксплуатационных свойств» тяговый расчёт выполняется для одиночного автомобиля с механической трансмиссией.

1.1 Выбор прототипа и компоновочной схемы ТС

Поскольку тяговый расчет может выполняться, когда еще не осуществлена разработка конструкции проектируемого ТС, возникает необходимость в предварительном выборе отдельных конструктивных параметров. К ним относятся габаритные размеры кузова, компоновочная схема трансмиссии, радиус колеса и др. Для выбора этих параметров, проектировщик ориентируется на существующие конструкции, аналогичные по грузоподъемности или вместимости, и выбирает «прототип» (аналог). При этом «прототипом» не является одна фиксированная для тягового расчета модель. Возможно выбрать несколько различных моделей, отдельные параметры которых близки к аналогичным параметрам проектируемого ТС. В дальнейшем, конструктивные параметры «прототипа» используются проектировщиком в тяговом расчете.

Следует отметить, что конструктивные параметры «прототипа» могут изменяться с учетом задач совершенствования конструкции проектируемого ТС. Иными словами, габаритные размеры, собственная масса, весовой состав и другие параметры ТС могут обоснованно отличаться от аналогичных параметров «прототипа».

Для выбора прототипа могут быть использованы многочисленные справочники, например [15; 16] и информация, расположенная в Интернете.

В результате анализа современных конструкций с позиций полученных исходных данных, студент разрабатывает компоновочную схему проектируемого ТС (рис. 1.1), на которой обозначают основные параметры и показывают параметры профильной проходимости. Компоновочная схема выполняется в масштабе в соответствии с требованиями ЕСКД и приводится в пояснительной записке в качестве рисунка по тексту или прилагается, как отдельный чертеж.

В текстовой части этого раздела приводят сведения об устройстве трансмиссии и других элементов шасси, обязательно указывают место расположения

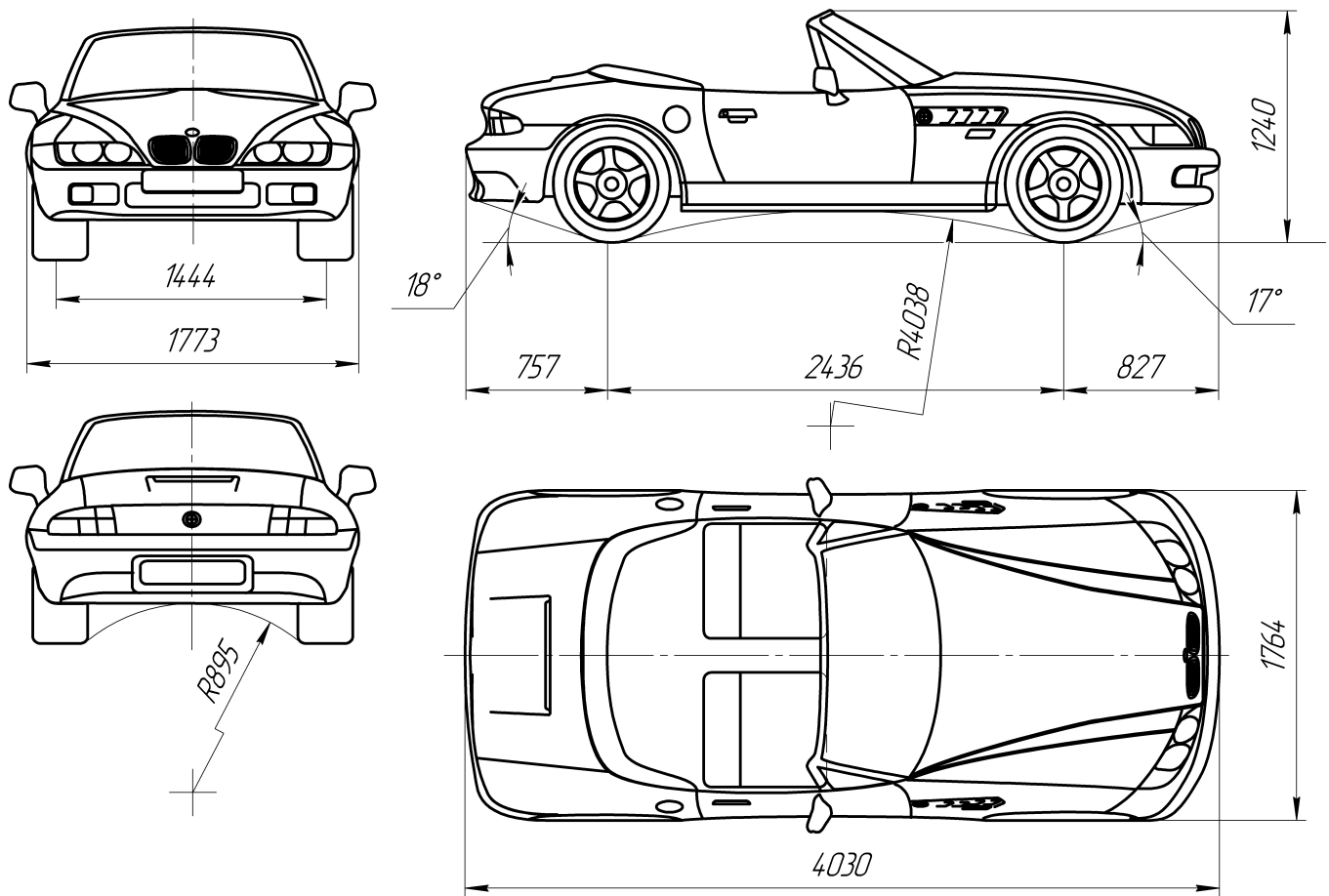


Рисунок 1.1 — Компоновочная схема проектируемого автомобиля

двигателя и ведущих колес. Выполняя компоновочных схем транспортного средства в определенном масштабе, студент имеет возможность обосновать степень отличия собственного веса проектируемого ТС от собственного веса аналога путем изменения количества мест для посадки пассажиров или размеров платформы для перевозки грузов и тому подобное. Следует иметь в виду, что собственный вес транспортного средства примерно пропорциональна его объему в пространстве, который рассчитан согласно габаритным размерам транспортного средства.

1.2 Построение внешней скоростной характеристики двигателя проектируемого ТС

На основании исходных данных из зависимости баланса мощности ТС определяется мощность двигателя N_{ev} в кВт при максимальной скорости движения:

$$N_{ev} = \frac{m_a g \psi_V V_{\max} + K_B F V_{\max}^3}{1000 \eta_{тр}}, \quad (1.1)$$

где m_a — полная масса ТС, кг;

g — ускорение силы тяжести, м/с²;

ψ_V — коэффициент суммарного сопротивления дороги при котором достигается максимальная скорость движения ТС;

V_{\max} — максимальная скорость движения ТС, м/с;

K_{Π} — коэффициент сопротивления воздушной среды, Н·с²/м⁴;

F — лобовая площадь ТС, м²;

$\eta_{\text{тр}}$ — коэффициент полезного действия трансмиссии ТС.

Полная масса m_a , кг, грузового ТС определяется по зависимости

$$m_a = m_0 + m_{\Gamma} + n_{\text{ЭК}} m_{\text{ч}}, \quad (1.2)$$

где m_0 — собственная масса проектируемого ТС, кг. Ориентировочно ее назначают исходя из собственной массы автомобиля, принятого в качестве «прототипа», при этом учитывают особенности, которые отличают проектируемое ТС от «прототипа», объясняя некоторое снижение или увеличение собственной массы по отношению к «прототипу»;

m_{Γ} — заданная грузоподъемность проектируемого ТС, кг;

$n_{\text{ЭК}}$ — количество членов экипажа, чел;

$m_{\text{ч}}$ — масса одного человека (пассажир или член экипажа), кг. Принимается в расчетах 70...75 кг.

Полная масса легкового автомобиля или автобуса определяется по зависимости

$$m_a = m_0 + (n + n_{\text{ЭК}}) (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}), \quad (1.3)$$

где n — пассажироместимость, чел. Для легкового автомобиля (категория М₁) n включает водителя, а для автобуса — не учитывает количество членов экипажа, которое как правило 1...3 чел.;

$m_{\text{б}}$ — масса багажа одного человека, кг. Принимается от 5 кг и более, учитывая транспортные условия и назначение пассажирского автомобиля. Для некоторых автобусов масса багажа может быть более 30 кг.

При расчете полной массы легкового автомобиля по формуле (1.3) считают $n_{\text{ЭК}} = 0$.

Для грузопассажирских ТС учитывают массу пассажиров без багажа и грузоподъемность проектируемого ТС:

$$m_a = m_0 + n m_{\text{ч}} + m_{\Gamma}. \quad (1.4)$$

Коэффициент $K_B \frac{Hc^2}{M^4}$, сопротивления воздушной среды может быть найден по зависимости (1.5)

$$K_B = c_x \frac{\rho_B}{2}, \quad (1.5)$$

где c_x — коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ_B — плотность окружающего воздуха, кг/м³.

В соответствии с требованиями стандарта (ГОСТ 22576-90 (СТ СЭВ 6893-89) *Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний* [8]) при определении максимальной скорости температура окружающего воздуха должна быть $t = 20^\circ C$ при нормальном атмосферном давлении 100000 Па). Что соответствует плотности $\rho_B = 1,189$ кг/м³.

Плотность окружающего воздуха для другой температуры можно рассчитать по зависимости (1.6):

$$\rho = \frac{100000}{287(273,15 + t_B)}, \quad \text{кг/м}^3 \quad (1.6)$$

где 287 — характеристическая газовая постоянная (константа), кДж/(кг·К);

100000 — нормальное атмосферное давление соответствует условиям при проведении испытаний, Па;

273,15 К — двойная точка воды: температура по шкале Кельвина принятая как 0°C;

t_B — температура окружающего воздуха, °C.

При выполнении тягового расчета, в зависимости от типа ТС, целесообразно выбирать следующие значения c_x [2; 4; 17]:

Тип ТС	c_x	Тип ТС	c_x
Автобусы:		Грузовые автомобили:	
капотной компоновки	0,34... 0,90;	бортовые	0,90... 1,15;
вагонной компоновки	0,36... 0,75;	с кузовом фургонном	0,80... 1,00;
Спортивные	0,20... 0,30;	автоцистерны	0,90... 1,10;
Легковые	0,23... 0,35;	автопоезда	1,40... 1,55.

Лобовая площадь проектируемого ТС, м², может быть определена из компоновочной схемы, выполненной в соответствующем масштабе или ориен-

тировочно подсчитывается с помощью следующих эмпирических формул для:

$$\begin{aligned} \text{легковых} & F = 0,8B_{\Gamma}H_{\Gamma}; \\ \text{автопоездов} & F = BH_{\Gamma}; \\ \text{грузовых ТС} & F = BH_{\Gamma}; \\ \text{автобусов} & F = B_{\Gamma}H_{\Gamma}, \end{aligned}$$

где B — колея проектируемого ТС, м;

B_{Γ} — габаритная ширина проектируемого ТС, м;

H_{Γ} — габаритная высота проектируемого ТС, м.

Параметры B , B_{Γ} , H_{Γ} — назначаются с учетом существующих конструкций и обосновываются проектировщиком.

При выполнении компоновочной схемы ТС с использованием технических графических редакторов, например Компас-3D, лобовая площадь может быть определена с использованием инструментов компьютерной графики. Так в Компас-3D используется инструмент «Площадь» инструментальной панели измерения (рис. 1.2).

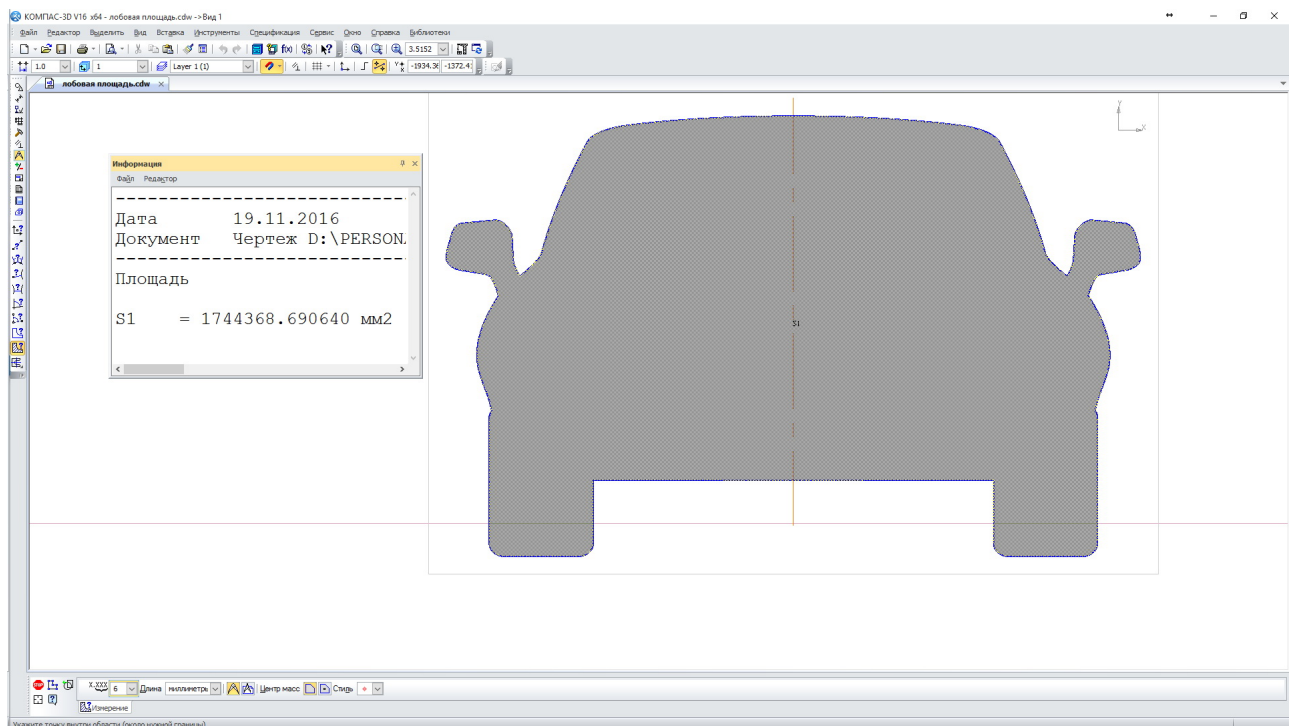


Рисунок 1.2 — Определение лобовой площади в Компас-3D

Рекомендованы следующие значения коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии проектируемых ТС [7; 17]:

для легковых ТС $\eta_{\text{тр}} = 0,92$;

грузовых двухосных ТС с одинарной главной передачей $\eta_{\text{тр}} = 0,90$;

грузовых двухосных ТС с двойной главной передачей $\eta_{\text{тр}} = 0,88$;

грузовых трехосных ТС с двумя ведущими осями $\eta_{\text{тр}} = 0,84$;
 автобусов двухосных $\eta_{\text{тр}} = 0,88 \dots 0,9$;
 автобусов трехосных $\eta_{\text{тр}} = 0,84$;
 полноприводных легковых ТС $\eta_{\text{тр}} = 0,86$;
 полноприводных грузовых ТС и автобусов $\eta_{\text{тр}} = 0,8$.

Внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 1.3, 1.4) представляет собой зависимость эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала двигателя n . Общее уравнение кривой $N_e = f(n)$ ВСХ двигателя внутреннего сгорания с достаточной степенью точности отражается зависимостью Р.С. Лейдермана:

$$N_e = N_{e \max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1.7)$$

где N_e, n — соответственно эффективная мощность двигателя (кВт) и частота вращения коленчатого вала двигателя (мин^{-1}) для произвольной точки кривой;

$N_{e \max}, n_N$ — максимальная (номинальная) мощность двигателя (кВт) и частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности (на номинальном режиме), мин^{-1} ;

a, b, c — коэффициенты формулы Лейдермана.

При проектировании для бензиновых двигателей $a = b = c = 1$, для дизелей с: неразделенной камерой сгорания — $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$; с предкамерой — $a = 0,6$; $b = 1,4$; $c = 1$; с вихревой камерой — $a = 0,7$; $b = 1,3$; $c = 1$ [6].

При построении ВСХ известного двигателя с заданными максимальной мощностью и максимальным крутящим моментом, расчет коэффициентов Лейдермана может быть выполнен по известным зависимостям [17, с. 19] и [18, с. 21].

Величинами n_N и n_{\min} следует задаваться обоснованно, исходя из тенденции развития современных двигателей. Указанные частоты вращения коленчатого вала двигателя проектируемого ТС можно выбирать в следующих пределах:

— для бензиновых двигателей легковых автомобилей $n_N = 4000 \dots \dots 7000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\min} = 1000 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$;

— для бензиновых двигателей грузовых ТС и автобусов $n_N = 3000 \dots \dots 4500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\min} = 1000 \dots 1100 \text{ мин}^{-1}$;

— для дизельных двигателей легковых автомобилей $n_N = 3500 \dots \dots 4500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\min} = 900 \dots 1100 \text{ мин}^{-1}$;

— для дизельных двигателей грузовиков $n_N = 1900 \dots 3200 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\min} = 800 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$.

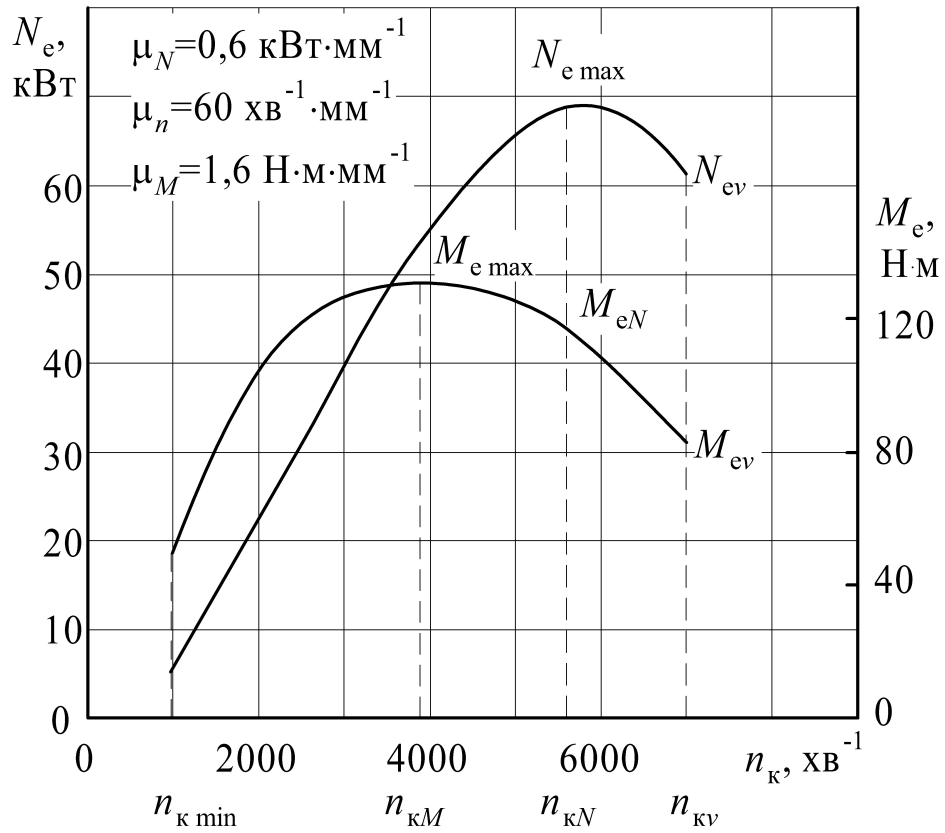


Рисунок 1.3 — Зовнішня швидкісна характеристика двигуна без обмежувача

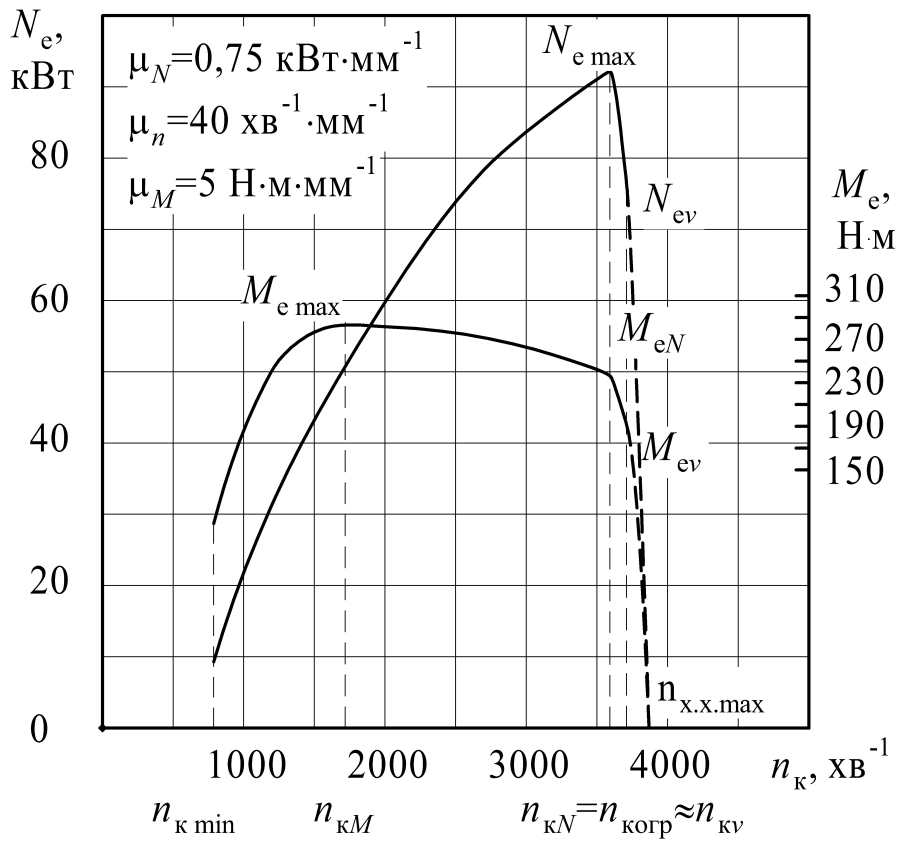


Рисунок 1.4 — Зовнішня швидкісна характеристика двигуна з обмежувачем

Выразив максимальную мощность $N_{e \max}$ из уравнения (1.7) можно определить $N_{e \max}$ при наличии хотя бы одной точки ВСХ. Мощность $N_{e \max}$ двигателя проектируемого ТС можно найти ориентируясь на мощность N_{eV} , которая необходима для движения ТС с заданной максимальной скоростью.

Методика определения $N_{e \max}$ и построения внешней скоростной характеристики бензиновых двигателей без ограничителя (легковые ТС и автобусы на базе легковых ТС) несколько отличается от методики определения $N_{e \max}$ и построения внешней скоростной характеристики бензиновых двигателей с ограничителем (грузовые ТС и автобусы большой и средней грузоподъёмности и вместимости соответственно) и дизелей (тяжёлые грузовые ТС и автобусы особо большой вместимости и легковые автомобили).

Рассмотрим построение ВСХ для бензинового двигателя без ограничителя.

Максимальная мощность $N_{e \max}$ можно определить, если в уравнении (1.7) вместо N_e и n соответственно считать N_{eV} и n_V . Тогда

$$N_{e \max} = \frac{N_{eV}}{\left[a \frac{n_V}{n_N} + b \left(\frac{n_V}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_V}{n_N} \right)^3 \right]}, \quad (1.8)$$

где $n_{кV}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя, которая соответствует максимальной скорости движения ТС, мин^{-1} .

Величина n_V — определяется соотношением $n_V/n_N = 1, 1 \dots 1, 25$.

Используя уравнение (1.7), определяют координаты шести — восьми точек внешней скоростной характеристики двигателя $N_e = f(n_k)$, и с помощью уравнения

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}, \quad (1.9)$$

находят соответствующие значения эффективного крутящего момента двигателя в Н·м. Тут N_e измеряется в кВт, а n в мин^{-1} .

Результаты расчета ВСХ целесообразно приводить по форме согласно (табл. 1.1).

Таблица 1.1 — Результаты расчета ВСХ

n	мин^{-1}	n_1	n_2	\dots	n_N	n_V
N_e	кВт	N_{e1}	N_{e2}	\dots	$N_{e \max}$	N_{eV}
M_e	Н·м	M_{e1}	M_{e2}	\dots	M_{eN}	M_{eV}

По данным таблицы 1.1 строят внешнюю скоростную характеристику двигателя (рис. 1.3).

Для двигателей с ограничителем (бензиновых и дизельных), с целью обеспечения приемистости, мощность двигателя при частоте срабатывания ограничителя $n_{огр}$ берется на 20...30% больше, чем мощность при максимальной скорости, то есть:

$$N_{eогр} = k_{огр} N_{eV}, \quad (1.10)$$

где $k_{огр} = 1,2 \dots 1,3$ — коэффициент соотношения мощностей при срабатывании ограничителя $N_{eогр}$ и при максимальной скорости N_{eV} .

Для уменьшения износа деталей двигателя и обеспечения прочности кривошипно-шатунного механизма выдерживают соотношение

$$n_{огр} = (0,8 \dots 1,0)n_N. \quad (1.11)$$

У современных двигателей, как правило, $n_{огр} \approx n_N$.

Пользуясь соотношениями (1.8) и (1.10), по уравнению Р.С. Лейдермана находим максимальную мощность двигателя с ограничителем, как бензинового, так и дизельного (см. рис. 1.4). Таким образом,

$$N_{e\max} = \frac{N_{eогр}}{\left[a \frac{n_{огр}}{n_N} + b \left(\frac{n_{огр}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{огр}}{n_N} \right)^3 \right]}. \quad (1.12)$$

Дальнейший расчет ВСХ для двигателя с ограничителем ведут так же, как описано выше.

При построении ВСХ двигателя с ограничителем, как бензинового, так и дизельного, кривые мощности крутящего момента, соответствующие срабатыванию ограничителя, можно построить учитывая, что регулирующая ветвь ВСХ практически линейно связывает точку срабатывания ограничителя с максимальными оборотами холостого хода $n_{x.x.\max}$. Для современных двигателей $n_{x.x.\max}$ составляет 1,04...1,07 от n_N , то есть

$$n_{x.x.\max} = k_{x.x.} n_N, \quad (1.13)$$

где $k_{x.x.} = 1,04 \dots 1,07$ — коэффициент повышения оборотов холостого хода.

Таким образом, по найденным ранее значениям N_{eV} , отмеченным на регуляторной ветке ВСХ, можно найти обороты $n_{кV}$. Поскольку зависимость $N_e = f(n)$ на регулирующей ветке мало отличается от прямой, значение $n_{кV}$ находится аналитическим путем по зависимости, полученной на основе линей-

ной интерполяции:

$$n_V = n_{\text{огр}} \left[1 + (k_{\text{х.х.}} - 1) \left(1 - \frac{1}{k_{\text{огр}}} \right) \right]. \quad (1.14)$$

Для упрощения при выполнении тягового расчёта, регулирующие ветви допустим строить в виде вертикальных прямых, то есть принимать $n_{\text{огр}} = n_V$. Но при этом не следует забывать, что n_V соответствует мощность $N_{\text{ев}}$.

На графиках тягового расчета следует обозначать все графические зависимости и приводить масштабные коэффициенты (см. рис. 1.3, 1.4). Масштабный коэффициент указывает какое количество параметра, измеряемого по шкале, приходится на один миллиметр.

1.3 Построение графика силового баланса

Уравнение силового баланса имеет вид:

$$P_{\text{т}} = P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{и}}, \quad (1.15)$$

где $P_{\text{т}}$ — тяговая сила на ведущих колесах, Н;

$P_{\text{д}}$ — сила суммарного сопротивления дороги, Н;

$P_{\text{в}}$ — сила сопротивления воздушной среды, Н;

$P_{\text{и}}$ — сила сопротивления разгону (сила инерции), Н.

График силового баланса ТС представляет собой графическую зависимость сил, входящих в уравнение (1.15), от скорости движения ТС (рис. 1.5).

На график также наносят силу сцепления ведущих колес с дорогой, которая может быть найдена по зависимости

$$P_{\text{сц}} = \varphi_x G_{\text{во}}, \quad (1.16)$$

где φ_x — коэффициент сцепления колес с дорогой. В расчёте может быть принят 0,7...0,9;

$G_{\text{во}}$ — вес, приходящийся на колеса ведущей оси, с учётом возможного перераспределения масс, Н.

Тяговая сила на ведущих колёсах

$$P_{\text{т}} = \frac{M_{\text{е}} U_{\text{кп}} U_{\text{г}} U_{\text{д}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}}, \quad (1.17)$$

где $M_{\text{е}}$ — крутящий момент двигателя, Н·м;

$U_{\text{кп}}$ — передаточное число коробки передач;

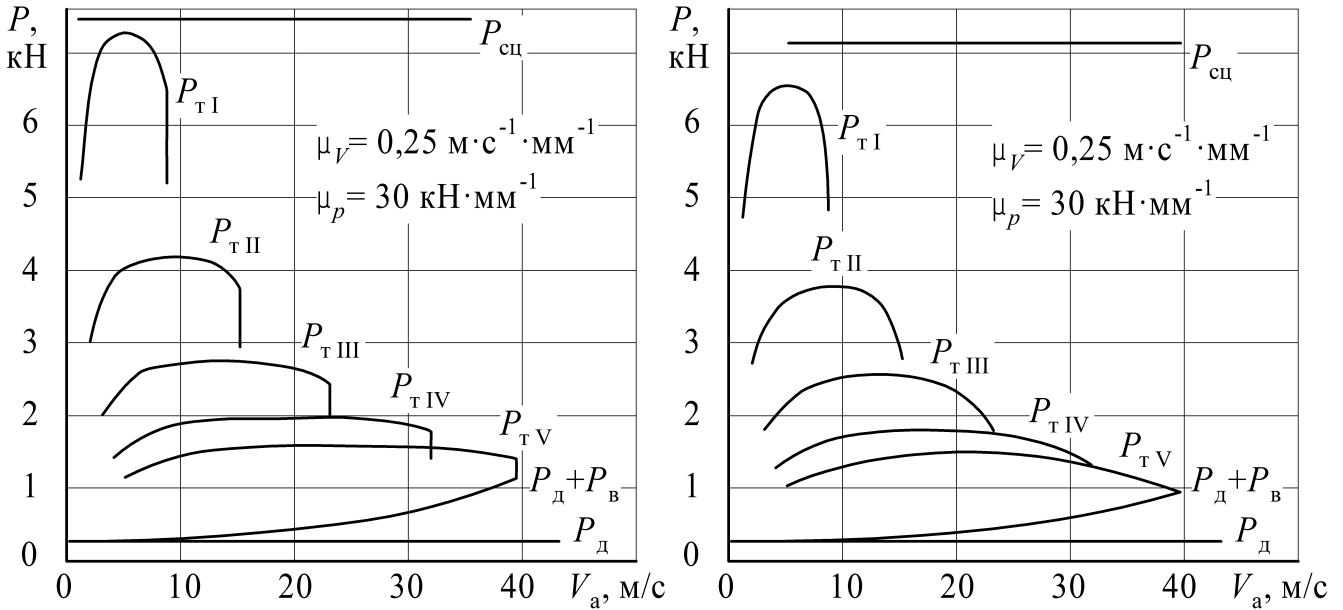


Рисунок 1.5 — График силового баланса для ТС, имеющих двигатели с ограничителем оборотов или без него

U_T — передаточное число главной передачи;

U_d — передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки;

r_d — динамический радиус колеса, м. В расчётах принимают, что r_d равен статическому и кинематическому радиусам.

Сила суммарного сопротивления дороги

$$P_d = m_a g \psi, \quad (1.18)$$

где ψ — коэффициент суммарного сопротивления дороги. При построении графика силового (тягового) баланса принимают $\psi = \psi_V$ так как его построение производится при условиях достижения максимальной скорости. Величина ψ зависит от скорости движения не значительно и его зависимость связана с характеристикой конкретного вида шин. Поэтому при выполнении тягового расчёта ψ можно считать постоянной величиной.

Сила сопротивления воздушной среды

$$P_B = K_B F V_a^2. \quad (1.19)$$

Значение этой силы складывают с соответствующими значениями P_d и наносят на график как суммарную с P_d то есть $P_d + P_B$.

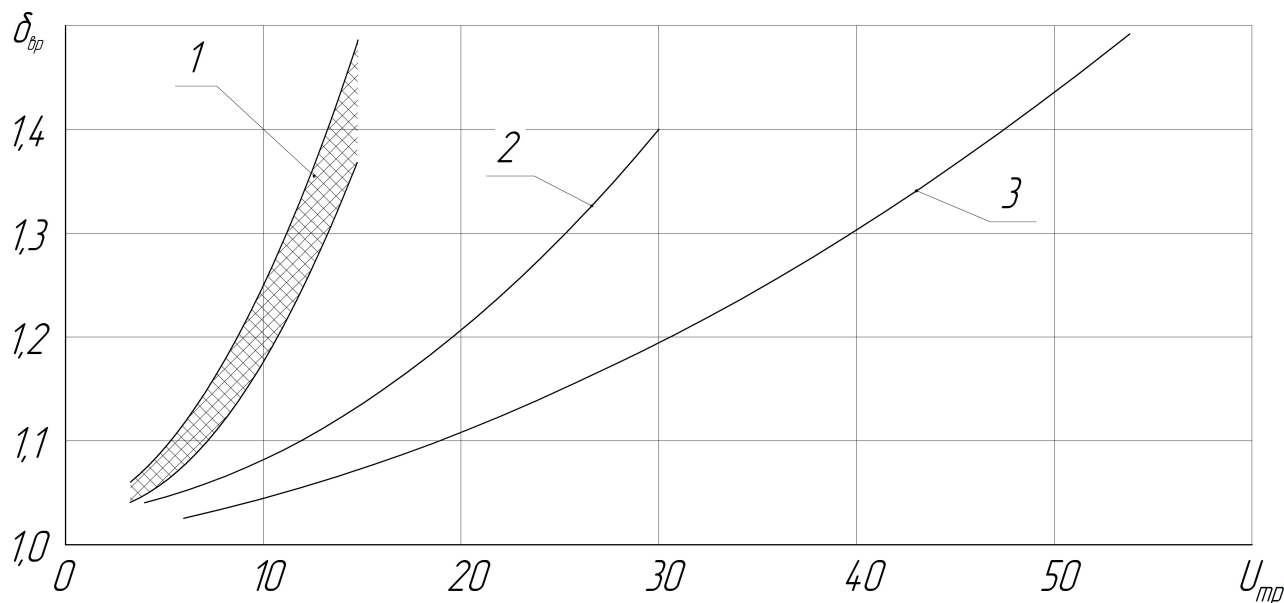
Сила сопротивления разгону (сила инерции)

$$P_{и} = m_a \delta_{вр} j_a, \quad (1.20)$$

где $\delta_{вр}$ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс;
 j_a — ускорение ТС, м/с².

Коэффициент может быть найден по графику (рис. 1.6), в зависимости от типа ТС и передаточного числа трансмиссии, или ориентировочно найден по формуле (1.21) [17]:

$$\delta_{вр} = 1,04 + 0,04U_{кмт}^2. \quad (1.21)$$



1 — легковые автомобили; 2 — грузовики полной массой 15 т; 3 — грузовики полной массой 13 т;

Рисунок 1.6 — Зависимость коэффициента, который учитывает влияние вращающихся масс от передаточного числа трансмиссии [1]

Статический радиус колеса определяется размером шины. Выбор шин осуществляют по нагрузке наиболее нагруженных колес проектируемого ТС с учётом заданной максимальной скорости его движения из таблиц, которые предоставляют производители шин. Если производитель шин не предоставляет статический радиус, то его можно определить расчётом по меткам на шине, воспользовавшись зависимостью (1.22):

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_{см} \Delta B, \quad (1.22)$$

где d — посадочный диаметр шины, мм; $\lambda_{см}$ — коэффициент учитывающий смятие шины. Обычно $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,9$;

B — размер профиля шины по ширине, мм.

$$\Delta = \frac{H}{B}, \quad (1.23)$$

где H — размер профиля шины по высоте, мм.

Нагрузка на шину определяется из условия выбора компоновки проектируемого ТС. Распределение его полной массы между осями необходимо знать для: подбора шин и определения по размеру шин расчётного радиуса колеса; нахождения максимально возможной по сцеплению тяговой силы, значение которой используется при выборе передаточного числа коробки передач на низшей передаче.

Шину необходимо подбирать так, чтобы соблюдались следующие условия: допустимая нагрузка на шину должна быть больше или равной нагрузке, которое приходится на наиболее нагруженное колесо, и допустимая скорость движения шины по индексу скорости должна быть больше или равна максимально возможной скорости движения проектируемого ТС.

Для правильного распределения массы между осями необходимо проанализировать распределение масс существующих конструкций автомобилей. В первую очередь выбранного прототипа.

Передаточное число главной передачи определяется из условия движения ТС с максимальной скоростью по зависимости

$$U_{\Gamma} = \frac{\pi}{30} \frac{r_k n_V}{V_{\max} U_{\text{кпв}} U_d}, \quad (1.24)$$

где $r_k \approx r_d \approx r_{\text{ст}}$ — кинематический радиус колеса при отсутствии проскальзывания примерно равен динамическому и статическому.

$U_{\text{кпв}}$ — передаточное число высшей передачи коробки передач ТС. Оно зависит от некоторых конструктивных особенностей коробки передач и всей трансмиссии в целом и находится в пределах 0,6...1;

Из соображения получения достаточного дорожного просвета и простоты конструкции главной передачи передаточное число главной передачи, полученное при расчете, не должно превышать значений:

для легковых 5,0;
 для грузовиков грузоподъёмностью до 8 т 7,0;
 для грузовиков грузоподъёмностью свыше 8 т ... 9,0.

Если расчетом получено передаточное число главной передачи, превышающей приведены значения, то нужно скорректировать ВСХ, а именно использовать двигатель с уменьшенными оборотами коленчатого вала.

Передаточное число коробки передач на первой передаче ТС обычной проходимости определяется из условия преодоления заданного максимального суммарного сопротивления дороги:

$$U_{\text{кп1}} = \frac{m_a g \psi_{\max} r_k}{M_{e \max} U_d U_{\Gamma} \eta_{\text{тр}}}. \quad (1.25)$$

Передаточное число коробки передач на первой передаче для ТС повышенной проходимости определяется условием обеспечения минимальной скорости V_{\min} движения ТС:

$$U_{\text{кп1}} = \frac{\pi}{30} \frac{r_{\text{к}} n_{\min}}{V_{\min} U_{\text{Г}} U_{\text{дн}}}, \quad (1.26)$$

где $U_{\text{дн}}$ — передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче.

Если в трансмиссии ТС повышенной проходимости используется основная коробка базового автомобиля, то передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче учитывает дополнительное сопротивление дороги и находится по методике, изложенной в [17]. Из этих соображений $U_{\text{дн}}$ целесообразно принять, анализируя конструкции существующих моделей ТС [15; 16] повышенной проходимости.

Передаточные числа промежуточных передач коробки часто распределяют по законам геометрической прогрессии. Таким образом,

$$U_{\text{кп}m} = {}^{n_{\text{п}}-1}\sqrt{U_{\text{кп1}}^{n_{\text{п}}-m} U_{\text{кпв}}^{m-1}}, \quad (1.27)$$

где $U_{\text{кп}m}$ — передаточное число промежуточной передачи коробки передач проектируемого ТС;

m — номер передачи;

$n_{\text{п}}$ — число передач (ступеней).

В настоящее время наблюдается тенденция увеличения числа передач в коробках переключения передач автомобилей. При проектировочном тяговом расчёте следует принимать $n_{\text{п}}$ не менее: для легковых 5...6; для грузовиков грузоподъёмностью до 3 т 5; для грузовиков грузоподъёмностью более 3 т 5...6.

Теоретически распределенные таким образом передаточные числа коробки передач используют для расчета тягово-скоростных характеристик проектируемого ТС: без учёта дальнейшей корректировки при проектировании коробки передач и с корректировкой, которая связана с улучшением динамичности на наиболее характерных для проектируемого ТС режимах движения.

Сила тяги $P_{\text{т}}$ на ведущих колёсах определяется по уравнению 1.17 для каждой передачи и каждого принятого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя и соответствующих им значений крутящего момента согласно табл. 1.1.

Скорость движения ТС в км/ч определяется для каждой передачи и каждого принятого ранее значения частоты вращения коленчатого вала двигателя по зависимости

$$V_{\text{а}} = 3,6 \frac{\pi}{30} \frac{r_{\text{к}} n_{\text{к}}}{U_{\text{кп}} U_{\text{Г}} U_{\text{д}}}. \quad (1.28)$$

Для ТС повышенной проходимости, если это не оговорено отдельно, тяговый расчёт ведётся на высших передачах дополнительной коробки и в уравнениях 1.17, 1.24, 1.28 следует ввести вместо параметра U_d значение передаточного числа $U_{дв}$ раздаточной коробки на ее высшей передаче.

$U_{дв}$ выбирается исходя из конструктивных соображений и с учётом обеспечения возможности преодоления проектируемым ТС, при включении этой передачи вместе с высшей передачей основной коробки сопротивления дороги ψ_V . В этой работе целесообразно принимать $U_{дв} \cong 1$.

Студенты, которые ведут расчёт ТС повышенной проходимости, в пояснительной записке не приводят расчеты и графики, которые соответствуют движению проектируемого ТС при значении передаточного числа раздаточной коробки на низшей передаче $U_{дн}$. Однако, с целью проверки тягового расчета ТС повышенной проходимости, приводят расчет минимальной скорости V_{min} движения ТС на низшей степени $U_{дн}$ раздаточной коробки.

Результаты расчёта целесообразно приводить по форме согласно таблице 1.2, приведённой для одной передачи. Для других передач форма записи такая же и является повторением второй части таблицы. По данным таблицы 1.2 строят график силового баланса (см. рис. 1.5). Для одной частоты вращения коленчатого вала произвольно выбранной студентом, следует привести пример расчёта всех сил и параметров выполняемых в тяговом расчёте

Таблица 1.2 — Результаты расчета тягово-скоростных свойств ТС

n		мин ⁻¹					
N_e		кВт					
M_e		Н·м					
Передача КП № m							
$U_{кп_m} =$	V_a	м/с					
	P_T	Н					
	P_d	Н					
	P_B	Н					
	$P_d + P_B$	Н					
$\delta_{вр_m} =$	D	—					
	j_a	м/с ²					
	$1/j_a$	с ² /м					

1.4 Построение графика динамической характеристики

Динамическая характеристика представляет собой график зависимости динамического фактора в от скорости движения ТС, то есть $D = f(V_a)$.

Динамический фактор ТС при выполнении тягового расчёта находят по зависимости

$$D = \frac{P_T - P_B}{m_a g}. \quad (1.29)$$

Зависимость динамического фактора D от скорости V_a движения ТС представляет динамическую характеристику. Результаты расчёта динамического фактора сводят в таблицу 1.2 и строят динамическую характеристику ТС (рис. 1.7) в системе координат $D - V_a$.

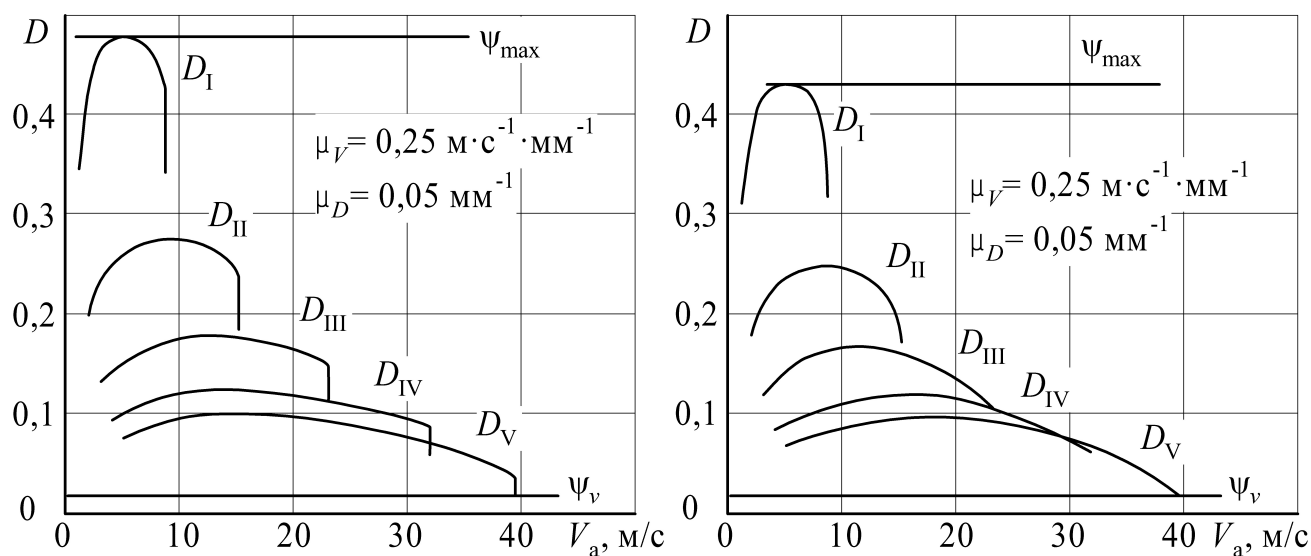


Рисунок 1.7 — Динамические характеристики ТС, оснащённых двигателями с ограничителем оборотов или без него

Динамическая характеристика позволяет находить некоторые оценочные показатели тягово-скоростных свойств: предельные подъёмы, преодолеваемые ТС на любой передаче и при разных скоростях в установившемся режиме; максимальные скорости движения ТС в заданных дорожных условиях; зоны устойчивой работы двигателя на каждой передаче и др.

1.5 Построение графика ускорений

График ускорений строят для всех передач ТС, как зависимость $j_a = f(V_a)$. Численные значения ускорений ТС находят по формуле

$$j_a = \frac{(D - \psi_V) g}{\delta_{вр}}. \quad (1.30)$$

Коэффициент учёта влияния вращающихся масс, может быть численно найден в зависимости от передаточного числа трансмиссии для заданной ступени коробки передач из графика (см. рис. 1.6) или по формуле (1.21).

Результаты расчёта ускорений ТС сводят в таблицу 1.2. По результатам строят график ускорений (рис. 1.8).

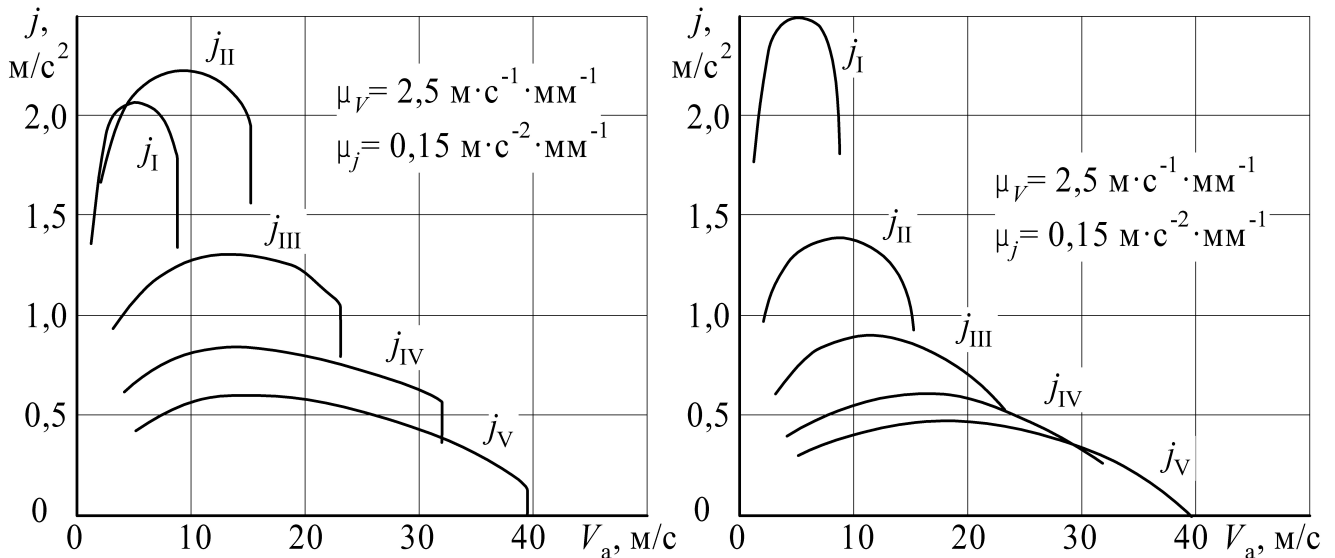


Рисунок 1.8 — Графики ускорений ТС

1.6 Построение графика величин обратных ускорениям

График величин, обратных ускорениям, $1/j_a = f(V_a)$ необходим для расчёта и построения графиков времени и пути разгона. Он строится по данным таблицы 1.2. Для каждого значения j_a находится обратная величина $1/j_a$ ускорения j_a и заносится отдельной строкой в табл. 1.2.

По результатам расчётов строится график, как показано на рис. 1.9. Максимальная скорость для построения графика $1/j_a = f(V_a)$ ТС с двигателем без ограничителя принимается $(0,8 \dots 0,9)V_{\max}$.

1.7 Построение графиков времени и пути разгона ТС

Графики строят в системе координат $t_p = f(V_a), S_p = f(V_a)$ средством графического интегрирования. График времени разгона ТС $t_p = f(V_a)$, строится путём суммирования площадей под кривой $1/j_a = f(V_a)$, которые в масштабе

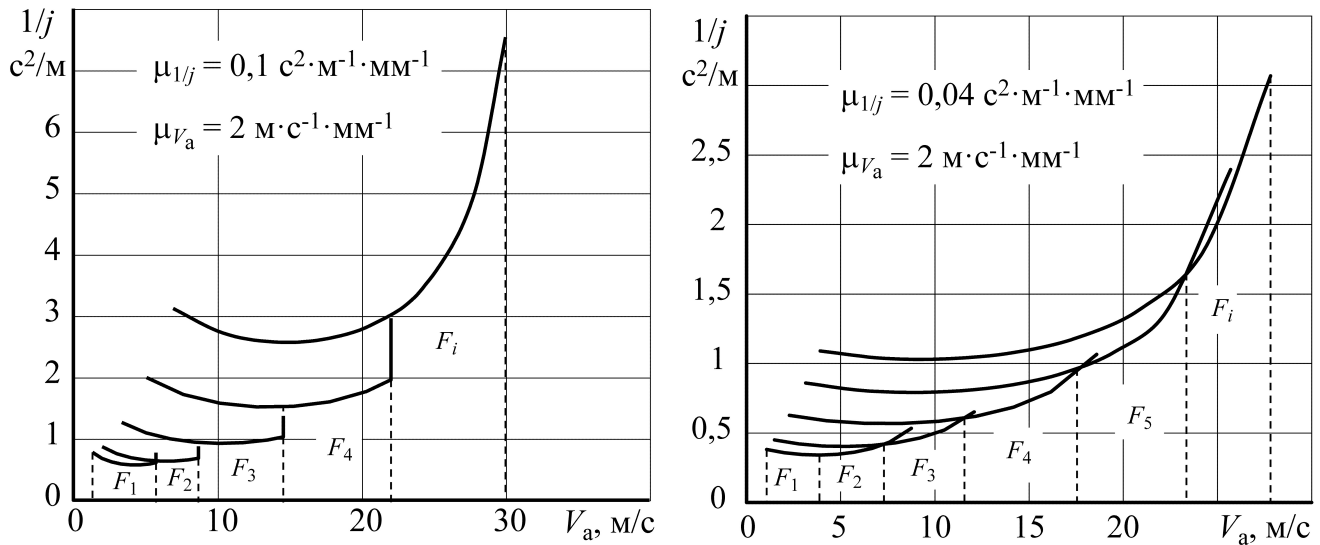


Рисунок 1.9 – Графики величин обратных ускорениям ТС

определяют время t_p , с, разгона ТС:

$$t_p = \mu_{\frac{1}{j_a}} \mu_{V_a} \sum_{i=1}^k F_{t_{p_i}}, \quad (1.31)$$

где $\mu_{\frac{1}{j_a}}$ – масштаб величин обратных ускорениям, $c^2 \text{М}^{-1} \text{мм}$;

μ_{V_a} – масштаб скорости, $\text{М} \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{мм}^{-1}$;

$\sum_{i=1}^k F_i$ – площадь в мм^2 под кривой $1/j_a = f(V_a)$.

Для удобства вычисления всю площадь под кривой $1/j_a = f(V_a)$ разбивают на отдельные площадки F_1, F_2, \dots, F_i таким образом, чтобы они представляли собой геометрические фигуры (трапецию или прямоугольник), площадь которых легко подсчитывается по известным математическим формулам. Чем меньше площади, тем точнее результат расчёта графика времени разгона ТС.

Результаты расчёта времени разгона ТС сводят в таблицу, например, таблица 1.3. По результатам строят график (рис. 1.10).

График пути разгона ТС $S_p = f(V_a)$ строится суммированием площадей между кривой $t_p = f(V_a)$ и осью t_p (рис. 1.10), которые в масштабе определяют путь разгона S_p , м:

$$S_p = \mu_{t_p} \mu_{V_a} \sum_{i=1}^k F_{S_{p_i}}, \quad (1.32)$$

где μ_{t_p} – масштаб времени, с/мм;

Таблица 1.3 — Результаты расчета графиков времени и пути разгона ТС

V_a	м/с	$V_{a\min}$	V_{a1}	V_{a2}
$F_{t_{p_i}}$	мм ²	0	$F_{t_{p_1}}$	$F_{t_{p_2}}$
$\sum_{i=1}^k F_{t_{p_i}}$	мм ²	0	$\sum_{i=1}^2 F_{t_{p_i}}$	$\sum_{i=1}^1 F_{t_{p_i}}$
t_{p_i}	с	0	t_{p_1}	t_{p_2}
$F_{S_{p_i}}$	мм ²	0	$F_{S_{p_1}}$	$F_{S_{p_2}}$
$\sum_{i=1}^k F_{S_{p_i}}$	мм ²	0	$\sum_{i=1}^2 F_{S_{p_i}}$	$\sum_{i=1}^1 F_{S_{p_i}}$
t_{p_i}	с	0	t_{p_1}	t_{p_2}

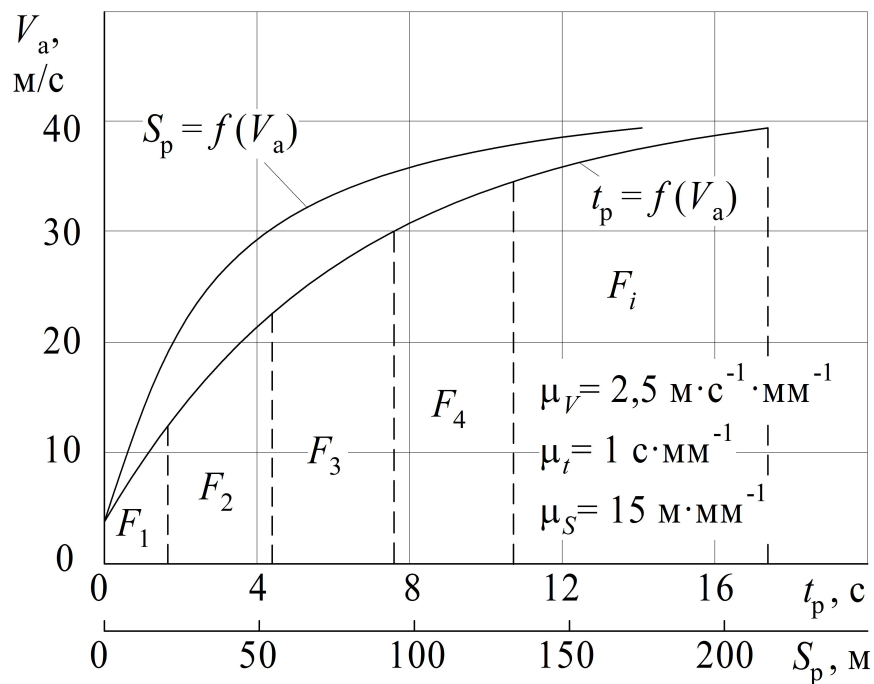


Рисунок 1.10 — Графики времени и пути разгона ТС

$F_{S_{p_i}}$ — площадь в мм², расположенной между кривой $t_p = f(V_a)$ и осью t_p .

Как и в предыдущем случае, всю площадь разбивают на отдельные площадки F_1, F_2, \dots, F_i таким образом, чтобы они соответствовали ранее принятым (при расчёте времени разгона) скоростям движения.

Результаты расчёта сводят в таблицу 1.3. По результатам строят график $S_p = f(V_a)$. Его изображение целесообразно совмещать с графиком $t_p = f(V_a)$ (рис. 1.10). Если в задании специально не оговорены условия построения графиков, то графики времени и пути разгона строят для случая, когда разгон начинается с минимальной скорости на низшей передаче и заканчивается на высшей при скорости, близкой к максимальной (для ТС с двигателем без огра-

ничителя), или при максимальной скорости (для ТС, в которых двигатель имеет ограничитель).

Для автомобилей, которые имеют дополнительную коробку с пониженной передачей, при расчёте графиков времени и пути разгона на дороге с твёрдым покрытием эта передача в расчет не принимается.

1.8 Построение графика мощностного баланса

Уравнение баланса мощности имеет вид

$$N_{\text{к}} = N_{\text{д}} + N_{\text{в}} + N_{\text{и}}, \quad (1.33)$$

где $N_{\text{к}}$ — мощность, подведенная к ведущим колёсам ТС (тяговая мощность), кВт;

$N_{\text{д}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления, кВт;

$N_{\text{в}}$ — мощность, которая расходуется на преодоление сопротивления воздушной среды, кВт;

$N_{\text{и}}$ — мощность, которая может быть потрачена на предание автомобилю ускорения или на преодоление дополнительного сопротивления, кВт.

Запишем уравнение мощностного баланса (1.33) в виде

$$N_{\text{к}} - N_{\text{д}} - N_{\text{в}} = N_{\text{и}}. \quad (1.34)$$

Графики функциональных зависимостей мощностей входящих в уравнение (1.34) расположенные слева и наносятся на график мощностного баланса. Таким образом, график баланса мощности представляет собой совмещённые графические зависимости $N_{\text{е}} = f(V_{\text{а}})$, $N_{\text{к}} = f(V_{\text{а}})$, $N_{\text{д}} = f(V_{\text{а}})$, $N_{\text{д}} + N_{\text{в}} = f(V_{\text{а}})$. Зависимости $N_{\text{е}} = f(V_{\text{а}})$ и $N_{\text{к}} = f(V_{\text{а}})$ строят для всех передач основной коробки.

Тяговая мощность на ведущих колёсах ТС определяется по зависимости

$$N_{\text{к}} = N_{\text{е}}\eta_{\text{тр}}. \quad (1.35)$$

Мощность, кВт, которая расходуется на преодоление сопротивления дороги, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{д}} = \frac{m_{\text{а}}g\psi_V V_{\text{а}}}{1000}. \quad (1.36)$$

Следует иметь в виду, что зависимость $N_d = f(V_a)$, линейная и проходит через начало координат. Поэтому, для построения графика этой зависимости, достаточно определить координаты одной точки для любого значения скорости движения ТС.

Мощность, кВт, которая расходуется на преодоление сопротивления воздушной среды, находят по зависимости

$$N_B = \frac{K_B F V_a^3}{1000}. \quad (1.37)$$

Каждое значение этой мощности складывают с соответствующим значением мощности N_d . Результаты расчёта сводят в таблицу 1.4. По результатам строят график баланса мощности ТС (рис. 1.11). При этом значения мощностей N_e и скоростей движения ТС могут быть перенесены из табл. 1.2. С целью уменьшения объёма вычислений графические зависимости $N_d = f(V_a)$ и $N_d + N_B = f(V_a)$ целесообразно вычислять не в точках, соответствующих принятым ранее оборотам (см. табл. 1.2) на различных передачах, а принять для расчёта значения скоростей движения, кратные 5 м/с или 10 м/с, и последние три строки таблицы 1.4 рассчитать именно для них.

Таблица 1.4 — Результаты расчёта графика мощностного баланса ТС

n	мин ⁻¹								
V_{a1}	м/с								
V_{a2}	м/с								
...									
V_{am}	м/с								
N_e	кВт								
N_k	кВт								
V_a	м/с	0	5	10	15	20	25	...	V_{amax}
N_d	кВт								
N_B	кВт								
$N_d + N_B$	кВт								

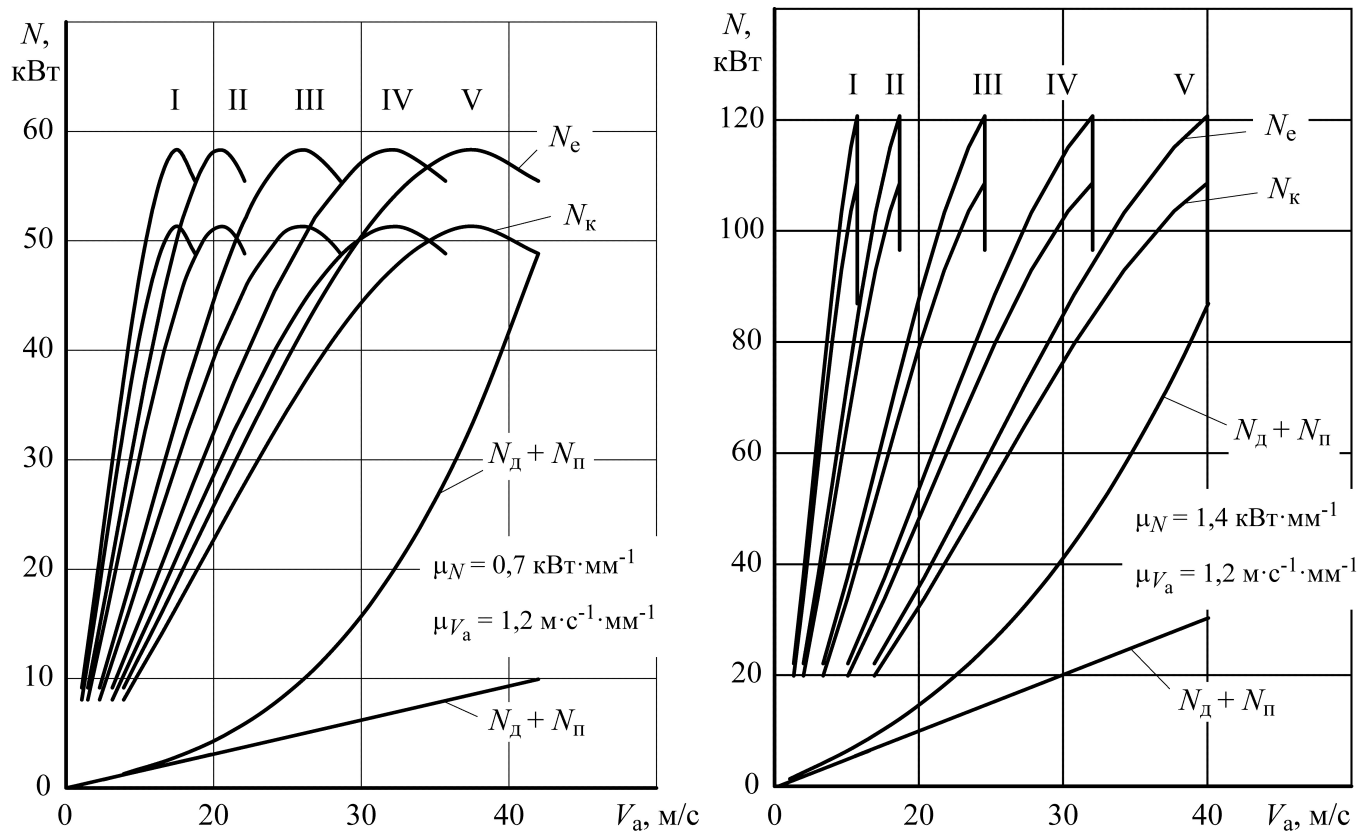


Рисунок 1.11 — График баланса мощности ТС

2 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Топливо-экономическую характеристику (ТЭХ) [11; 17], если не оговорено в задании, строят для высшей передачи того весового состояния автомобиля, для которого рассчитаны и построены предыдущие графики тягового расчёта.

На графике (ТЭХ) показывают три кривые путевого расхода топлива в л/(100 км) в зависимости от скорости движения ТС — $Q_S = f(V_a)$, которые соответствуют трем различным значениям суммарного коэффициента сопротивления дороги ψ_1, ψ_2, ψ_3 и огибающую их кривую, соответствующую значениям путевого расхода топлива при суммарном коэффициенте сопротивления дороги $\psi = D$ для высшей передачи.

Расчетные значения ψ находят по зависимостям:

$$\psi_1 = \psi_V; \psi_3 \approx 0,8D_{\max}^{\text{вп}}; \psi_2 = \frac{\psi_1 + \psi_3}{2}. \quad (2.1)$$

где $D_{\max}^{\text{вп}}$ — максимальный динамический фактор на высшей передаче, определённый по результатам построения динамической характеристики.

Полученные значения ψ_1, ψ_2, ψ_3 целесообразно округлять до ближайших значений динамического фактора, рассчитанные ранее для высшей передачи (см. табл. 1.2). Это необходимо для нахождения максимальных скоростей движения проектируемого ТС соответствующих принятым значениям ψ при значительной дискретности расчёта.

Для расчёта ТЭХ используют уравнение расхода топлива [11; 17]:

$$Q_S = \frac{g_{eN} k_{\text{и}} k_{\text{об}} (P_{\text{д}} + P_{\text{в}})}{36 \rho_{\text{т}} \eta_{\text{тр}}}, \quad (2.2)$$

где Q_S — путевой расход топлива на 100 км, л/(100 км);

g_{eN} — удельный расход топлива на номинальном режиме, г/(кВт·ч);

$k_{\text{и}}$ — коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода топлива от нагрузки двигателя;

$k_{\text{об}}$ — коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода топлива от оборотов коленчатого вала двигателя;

$\rho_{\text{т}}$ — удельный вес топлива, кг/м³.

Численное значение удельного веса топлива для бензиновых двигателей составляет $\rho_{\text{т}} = 750$ кг/м³, для дизелей $\rho_{\text{т}} = 820$ кг/м³.

Численное значение g_{eN} можно принять из статистических данных (для двигателей с искровым зажиганием $g_{eN} = 250 \dots 320$ г/(кВт·ч), для дизелей

$g_{eN} = 200 \dots 255 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ или найти из соотношения

$$g_{eN} = (1,05 \dots 1,1)g_{e\min}, \quad (2.3)$$

где $g_{e\min}$ — минимальный удельный расход топлива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Если $g_{e\min}$ не известна, то ее также можно задать, учитывая, что: для двигателей с искровым зажиганием $g_{e\min} = 225 \dots 305 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, для дизелей $g_{e\min} = 185 \dots 230 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Численные значения коэффициента $k_{и}$ находят в зависимости от типа двигателя. Связь $g_e = g_{eN}f(u)$ существенно изменяется с развитием конструкций двигателей внутреннего сгорания. Так по данным приведённым в [17] можно получить зависимости:

для бензиновых двигателей

$$k_{и} = 2,75 - 4,61u + 2,86u^2; \quad (2.4)$$

для дизелей

$$k_{и} = 1,7 - 2,63u + 1,93u^2, \quad (2.5)$$

где u — коэффициент использования мощности двигателя. Для условий построения ТЭХ u рассчитывается по формуле

$$u = \frac{P_{д} + P_{в}}{P_{т}}. \quad (2.6)$$

Следует заметить, что по смыслу коэффициент использования мощности двигателя не может быть более 100%, то есть u не должен превышать 1. Это максимальное значение ограничивает расчёт путевого расхода топлива на 100 км при ψ_2 и ψ_3 .

В последнем соотношении сопротивление дороги $P_{д}$ меняется в зависимости от ψ и находится по формулам:

$$P_{д1} = m_a g \psi_1; \quad P_{д2} = m_a g \psi_2; \quad P_{д3} = m_a g \psi_3. \quad (2.7)$$

Однако для современных бензиновых двигателей связь более сложная и отражает снижение расхода топлива на частичных нагрузочных режимах. Так обработка данных [3] показывает, что зависимость $k_{и} = f(u)$ может быть описана только полиномами более высоких степеней.

Коэффициент $k_{об}$ практически не зависит от типа двигателя и определяется зависимостью

$$k_{об} = 1,23 - 0,792 \frac{n}{n_N} + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2. \quad (2.8)$$

Точки графических зависимостей ТЭХ целесообразно строить для тех же скоростей V_a , которые были приняты в тяговом расчёте на повышенной передаче. Результаты расчёта сводят в таблицу 2.1. Строки n , V_a , P_T , P_D переносятся из таблицы 1.2.

Таблица 2.1 — Результаты расчёта ТЭХ

n	мин ⁻¹								
V_a	м/с								
$k_{об}$	—								
P_T	Н								
P_B	Н								
$\psi_1 = \psi_V$	P_{D1}	Н							
	$P_{D1} + P_B$	Н							
	u_1	—							
	$k_{и1}$	—							
	Q_{S1}	л/(100 км)							
$\psi_2 =$	P_{D2}	Н							
	$P_{D2} + P_B$	Н							
	u_2	—							
	$k_{и2}$	—							
	Q_{S2}	л/(100 км)							
$\psi_3 =$	P_{D3}	Н							
	$P_{D3} + P_B$	Н							
	u_3	—							
	$k_{и3}$	—							
	Q_{S3}	л/(100 км)							
$\psi = D$	Q_S	л/(100 км)							

Точки графических зависимостей ТЭХ, соответствующие $\psi = D$ для полной подачи топлива, также строят для принятых ранее значений скорости. В этом случае двигатель работает по ВСХ и уравнения расхода топлива прини-

мает вид

$$Q_S = \frac{g_{eN} k_{об} P_T}{36 \rho_T \eta_{TP}}. \quad (2.9)$$

По результатам расчёта строят графические зависимости ТЭХ (рис. 2.1). Следует заметить, что $u > 1$ не имеет физического смысла и соответствен-

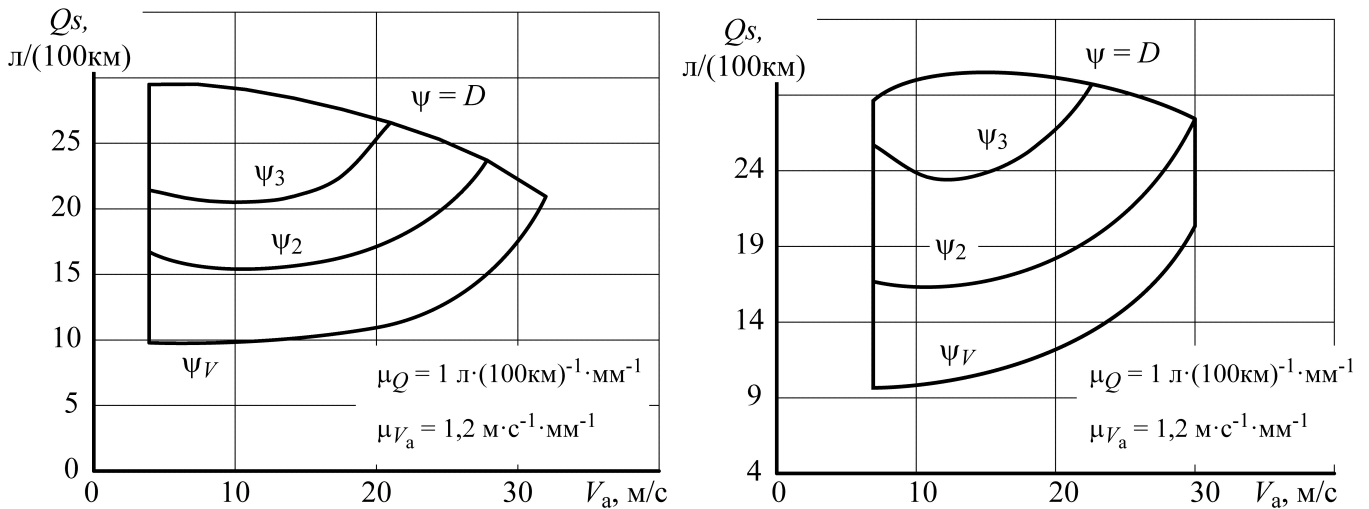


Рисунок 2.1 — Топливо-экономическая характеристика ТС

но $k_{и}$ и Q_S не рассчитываются, а графики для соответствующих скоростей не строятся.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Dynamical Analysis of Vehicle Systems / ed. by W. Schiehlen. — New York : Springer Wien, 2007. — 304 pp.
2. *Heinz H.* Advanced Vehicle Technology. — 2nd ed. — Elsevier, 2002. — 654 pp.
3. *Hirose I., Hitomi M.* Mazda's Way to More Efficient Internal Combustion Engines // MTZ worldwide. — 2016. — Vol. 77, no. 05. — Pp. 28–33. — URL: https://www.atz-magazine.com/download/2016_77_05%20I_028-033_W%20Skyactiv%20Mazda_94706_online.pdf. — Springer Vieweg.
4. *Hucho W.-H.* Grenzwert-Strategie Halbierung des cW-Wertes scheint möglich // Automobiltechnische Zeitschrift. — 2009. — № 1. — С. 16–23.
5. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посібник / В. П. Сахно [и др.]. — К. : КВІЦ, 2004. — 174 с.
6. *Бортницкий П. Н., Задорожный В. И.* Тягово-скоростные качества автомобилей. — Киев : Выща школа, 1978. — 176 с.
7. *Вахламов В. К.* Автомобили: Эксплуатационные свойства : учебник для студ. высш. учеб. заведений. — 2-е изд. — М. : Академия, 2006. — 240 с.
8. ГОСТ 22576-90 (СТ СЭВ 6893-89) Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний [Текст]. — Введ. 1992-01-01. — М. : Издательство стандартов, 12 марта 1991. — 13 с.
9. ГОСТ 7.32-2001 СИБИД. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления (с Изменением N 1) [Текст]. — Введ. 2002-07-01. — М. : Стандартиформ, 2006. — 21 с. — (Межгосударственный стандарт. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу).
10. ГОСТ 8.417-2002 СИБИД. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин [Текст]. — Введ. 2003-09-01. — Минск, 2006. — 24 с. — (Межгосударственный стандарт. Государственная система обеспечения единства измерений).
11. *Гришкевич А. И.* Автомобили. Теория. — Минск : Высшая школа, 1986. — 208 с.
12. ДСТУ 3008–95. Документация. Отчеты в сфере науки и техники. Структура и правила оформления [Текст]. — Введ. 1995-02-23. — К. : Издательство стандартов, 1995. — 43 с. — (Госстандарт Украины).

13. ДСТУ 3651.0-97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Основні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць. Основні положення, назви та позначення [Текст]. — Введ. 1999-01-01. — К. : Держспоживстандарт України, 1998. — 9 с. — (Національні стандарти України).
14. ДСТУ 3651.1-97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Похідні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць та позасистемні одиниці. Основні поняття, назви та позначення [Текст]. — Введ. 1999-01-01. — К. : Держспоживстандарт України, 1998. — 26 с. — (Національні стандарти України).
15. Краткий автомобильный справочник : в 4 т. / Б. В. Кисуленко [и др.] ; под ред. А. П. Насонова. — М. : ИПЦ «Финпол», 2002.
16. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. — 10-е изд., перераб. и доп. — М. : Транспорт, 1988. — 220 с.
17. *Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.* Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М. : Машиностроение, 1989. — 240 с.
18. *Цокур В. Г., Химченко А. В., Крамарь С. Н.* Курс лекций по дисциплине «Автомобили. Теория эксплуатационных свойств» : в 2-х ч. Ч. 1. — Горловка : АДИ ДонНТУ, 2006. — 64 с. — URL: <http://ea.donntu.org/handle/123456789/10994>.

ЭЛЕКТРОННОЕ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ИЗДАНИЕ

Химченко Аркадий Васильевич

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ТЯГОВОГО РАСЧЁТА
НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Подписано к выпуску 24.11.2016 г. Гарнитура Computer Modern.
Усл. печ. л. 2, —. Зак. № 674

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Донецкий национальный технический университет»
Автомобильно-дорожный институт
84646, ДНР г. Горловка, ул. Кирова, 51
E-mail: redizo@adidonntu.ru

Редакционно-издательский отдел