

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический
университет»
Кафедра «Сервиса и эксплуатации транспортных и технологических
машин»

А.И. Шкаленко

Методические указания к курсовому
проектированию для студентов специальностей 23.03.03
"Конструкция и эксплуатационные свойства ТнТТМО" и 23.05.01
"Проектирование и испытания лесных транспортно-технологических
машин".

Екатеринбург, 2019

1. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТА

В курсовом проекте на основании индивидуального задания студент производит:

1. Расчет необходимой мощности двигателя, его выбор и построение скоростной характеристики;
2. Расчет и построение тяговой характеристики трактора, автомобиля или автопоезда;
3. Расчет и построение экономической характеристики машины;
4. Разработку конструкции и расчет указанного в задании узла трансмиссии.

Графическая часть проекта приводится в РПЗ и состоит из графиков и кинематической схемы трансмиссии с краткой технической характеристикой машины;

Пояснительная записка содержит 30...40 страниц текста формата А4. В пояснительную записку включаются следующие разделы:

- титульный лист;
- оглавление;
- задание на проектирование;
- введение;
- расчет необходимой мощности, выбор двигателя и построение его внешней скоростной характеристики;
- выбор кинематической схемы и описание основных узлов разрабатываемой трансмиссии транспортной машины;
- расчет передаточных чисел трансмиссии и ее узлов;
- тяговая характеристика и ее анализ;
- экономическая характеристика машины и ее анализ;
- список использованной литературы.

2. ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

Оформление проекта производится в соответствии с требованиями стандарта Уральского государственного лесотехнического университета (стандарт предприятия СТПЗ – 2001, введен с 16.04.2001г.).

3. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛА «ВВЕДЕНИЕ»

Во введении описываются значение проектируемой тяговой машины в технологическом процессе лесозаготовок и основные данные ее технической характеристики. Более подробно выделяются сведения

характеристики того узла машины, конструкция которого будет разрабатываться.

При составлении введения следует ориентироваться на базовую модель, принятую за прототип.

Краткие технические характеристики основных типов тяговых машин и двигателей к ним приведены в прил. 1, 2 и литературе [1, 2, 3].

4. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОЙ МОЩНОСТИ, ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ И ПОСТРОЕНИЕ ЕГО ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

4. 1. Расчет необходимой мощности двигателя

Необходимая мощность двигателя транспортной машины определяется по формуле

$$N_e = \frac{P_k V_a}{3600 \eta_{mp}} \quad (1)$$

где P_k – касательная сила тяги на ведущих органах тягача, потребная для преодоления сил сопротивления движению транспортной машины, Н;

V_a – максимальная скорость движения транспортного средства, км/ч;

η_{mp} – коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии (для автомобилей и колесных тракторов значение - 0,8...0,9, для гусеничных тракторов значение - 0,8...0,85);

Таблица 1

Скорости движения лесотранспортных машин

Тип машины	Скорость движения, км/ч	
	с грузом (рабочая)	без груза (максимальная)
Автомобили	20...40	50...70
Гусеничные трелевочные тракторы	4...7	9...12

Касательная сила тяги P_k определяется из уравнения тягового баланса

$$P_k = \Sigma P_{сопр} = P_f \pm P_i \pm P_j \pm P_w + P_{кр}, \text{ Н} \quad (2)$$

где $\Sigma P_{сопр}$ – сумма сил сопротивления движению, Н;

P_f, P_i, P_j, P_w – силы тяги, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению, подъему, инерции, воздуха, Н;
 $P_{кр}$ – крюковая сила тяги, Н.

В курсовом (дипломном) проекте мощность двигателя следует определить в условиях установившегося движения ($J=0$), тогда

$$P_k = P_f \pm P_i + P_w + P_{кр} \quad (3)$$

Для наиболее характерных способов транспортировки древесины тяговый баланс в развернутом виде имеет следующий вид:

при вывозке

$$P_k = (G + Q_1) f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha + (G_{пр} + Q_2)(f_2 \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{K_B F \sqrt{a^2}}{13}, \text{ Н} \quad (4)$$

при трелевке

$$P_k = (G + Q_1) f_1 \cos \alpha \pm (G + Q) \sin \alpha + Q_2 (f_2 \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{K_B F \sqrt{a^2}}{13}, \text{ Н} \quad (5)$$

где G – вес тягача, Н;

$Q = Q_1 + Q_2$ – вес пакета, Н (при нахождении мощности двигателя вес тягача следует принять ориентировочно по прототипам;

Q_1 – вес части пакета, размещенной на тягаче, Н;

Q_2 – вес части пакета, размещенной на полуприцепе (ропуске) или волочащийся, Н;

$G_{пр}$ – вес полуприцепа (ропуска), Н;

f_1 – коэффициент сопротивления качению тягача;

f_2 – коэффициент сопротивления качению полуприцепа (ропуска) или скольжения волочащейся части пакета;

α – угол наклона дороги или волока, град;

K_B – коэффициент обтекаемости ($K_B = 0,06 \dots 0,07$);

$F = B H$ – площадь проекции лобовой поверхности машины на плоскость, перпендикулярную дороге, м²;

B – ширина машины, м;

H – габаритная высота тягача, м.

Таблица 2

Часть веса пакета, размещаемая на тягаче

Способ вывозки (трелевки)	Значение Q_1
---------------------------	----------------

При вывозке с полуприцепами	$Q_I=(0,4\dots0,5)Q$
При вывозке с роспусками	$Q_I=(0,3\dots0,4)Q$
При трелевке за комли в полупогруженном состоянии	$Q_I=(0,4\dots0,5)Q$

Значения коэффициентов f_1 и f_2 даны в прил. 3. Следует учитывать, что при вывозке древесины автомобилями $f_1 = f_2$.

При трелевке со скоростью менее 25 км/ч, сила сопротивления воздуха мала и ей пренебрегают. С учетом вышесказанного формулы (4), (5) в расчетах нужно использовать в упрощенном виде:

при вывозке

$$P_k = G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha), \text{ Н}, \quad (6)$$

где $G_a = G_{\text{пр}} + G + Q$ – полный вес транспортной системы, Н;

при трелевке

$$P_k = (G_a + Q)(f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha) + Q_2(f_2 \cos \alpha \pm \sin \alpha), \text{ Н}. \quad (7)$$

Когда угол уклона дороги меньше 10° ($\alpha < 10^\circ$). Для этих условий формулы (6), (7) еще более упрощаются:

при вывозке

$$P_k = G_a (f_1 \pm i), \text{ Н}; \quad (8)$$

при трелевке

$$P_k = (G_a + Q_1)(f_1 \pm i) + Q_2(f_2 \pm i), \text{ Н}. \quad (9)$$

Касательная сила тяги P_k может быть реализована при условии, что она не превосходит силу тяги по сцеплению P_ϕ . Поэтому после нахождения необходимой касательной силы нужно проверить возможность движения машины по условиям сцепления (на отсутствие буксования) по формуле

$$P_k \leq P_\phi = G_{\text{сц}} \cdot \varphi, \text{ Н} \quad (10)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес машины (вес, приходящийся на ведущее колесо), Н;
 φ – коэффициент сцепления (значения φ приведены в прил. 4).

Если условие формулы (10) не выполняется, то нужно уменьшить значение веса перевозимого груза.

4.2. Выбор двигателя

Двигатель выбирают из числа серийно изготавливаемых с таким расчетом, чтобы его мощность равнялась или несколько превосходила необходимую мощность, рассчитанную по формуле (1). Краткие технические характеристики некоторых двигателей приведены в прил. 1 и литературе [1, 2, 3].

4.3. Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Внешняя скоростная характеристика показывает зависимость эффективной мощности двигателя N_e , крутящего момента M_e , часового G_c и удельного g_e расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала n при полной подаче топлива. Эта характеристика является базой для построения тяговой характеристики.

Минимальное значение частоты вращения коленчатого вала под нагрузкой для автотракторных двигателей составляет примерно 800 об/мин.

При отсутствии экспериментальных данных внешнюю скоростную характеристику строят приближенно по эмпирическим формулам С.Р. Лейдермана [1]:

$$N_{ex} = N_{en} \left(A \frac{n_x}{n_N} + B \frac{n_x^2}{n_N^2} - \frac{n_x^3}{n_N^3} \right), \quad \text{кВт} \quad (11)$$

$$g_{ex} = g_{en} \left(A_0 - B_0 \frac{n_x}{n_N} + G_0 \frac{n_x^2}{n_N^2} \right), \quad (12)$$

где N_{en} – номинальная мощность двигателя, кВт;

g_{en} – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВтч;

n_N – частота вращения, соответствующая номинальной мощности, об/мин;

N_{ex} , n_x – текущие значения мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала, кВт, об/мин;

A , B , A_0 , B_0 , C_0 – эмпирические коэффициенты, значения которых приведены в табл. 3.

Таблица 3

Эмпирические коэффициенты С.Р. Лейдермана

Тип двигателя	A	B	A ₀	B ₀	C ₀
Карбюраторный	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8

Дизельный с непосредственным впрыском	0,5	1,5	1,55	1,55	1,0
Дизельный с вихревой камерой	0,7	1,3	1,35	1,35	1,0

Текущие значения крутящего момента M_{ex} , Нм, и часового расхода топлива G_{tx} , кг/ч, определяют по формулам

$$M_{ex} = 9550 \frac{N_{ex}}{n_x}, \quad \text{Н м}, \quad (14)$$

$$G_{tx} = \frac{g_{ex} N_{ex}}{10^3}, \quad \text{кг/ч}. \quad (15)$$

Для построения графика скоростной характеристики данные удобнее свести в таблицу, образец которой показан в табл.4.

Таблица 4

Значения величин для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Частота вращения коленчатого вала, n_x , об/мин	Мощность двигателя, N_{ex} , кВт	Удельный расход топлива, g_{ex} , г/кВтч	Текущее значение крутящего момента, M_{ex} , Нм	Текущее значение часового расхода топлива, G_{tx} , кг/ч
800	85	290	450	21
1000	110	270	430	28
1200	130	272	410	32
...
1800				

При необходимости определить максимальное значение крутящего момента $M_{e \max}$ соответствующую этому значению частоту вращения коленчатого вала n_m можно воспользоваться соотношениями, полученными на основании опытных данных. Эти данные приведены в табл. 5.

Таблица 5

Определение максимального значения крутящего момента и соответствующую частоту вращения коленчатого вала

Тип двигателя	Частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному значению крутящего момента, n_M , об/мин	Максимальное значение крутящего момента двигателя, $M_{e\max}$, Нм
Карбюраторные	$n_M = 0,50 n_N$	$M_{e\max} = 1,26 M_{eN}$
Дизельные с непосредственным впрыском	$n_M = 0,56 n_N$	$M_{e\max} = 1,19 M_{eN}$
Дизельные с вихревой камерой	$n_M = 0,70 n_N$	$M_{e\max} = 1,12 M_{eN}$

Скоростная характеристика строится на миллиметровой бумаге формата А4 по образцу, приведенному на рис. 1.

5. ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ, ОПИСАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ МАШИНЫ И УКАЗАНИЯ ПО ВЫБОРУ ПОДВИЖНОГО ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА

После выбора двигателя необходимо обосновать и выбрать схему трансмиссии или силовой передачи.

При выполнении этого раздела курсового проекта студент, взяв за основу выбранный прототип, должен:

- обосновать выбор основных узлов силовой передачи, ходовой системы, механизмов управления и технологического оборудования;
- дать назначение всех узлов и механизмов, краткое описание конструкции;
- составить предварительную кинематическую схему машины, а затем, после уточнения передаточных чисел, вычертить ее на листе графической части проекта.

В качестве подвижного состава могут использоваться прицепы, полуприцепы-ропуски и активные прицепы (с ведущими колесами, привод которых включается принудительно в тяжелых дорожных условиях).

Наиболее часто вывозка хлыстов или деревьев с кронами осуществляется с применением ропусков. При выполнении курсового проекта марка ропуска выбирается в зависимости от грузоподъемности по краткой технической характеристике ропусков, приведенной в прил. 5.

В случае, если выбирается схема автопоезда с использованием полуприцепов или прицепов, то технические характеристики их можно взять в литературе [2].

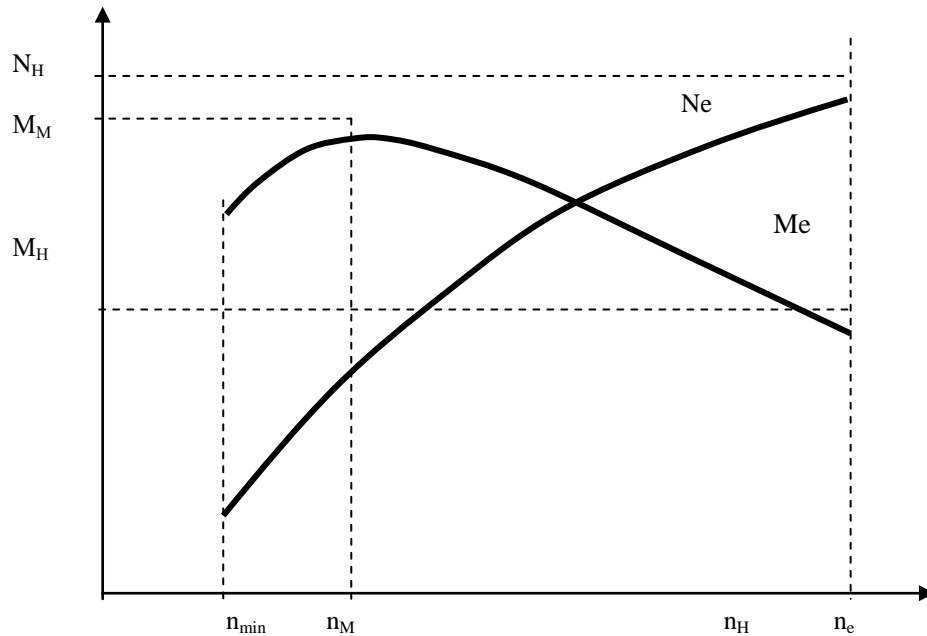


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя.

6. ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Для гусеничного трактора передаточное число на первой передаче I_{mp1} определяется по формуле

$$[mp] = 0,105 \frac{r_{зв} n_{дв}}{V_1} \quad (15)$$

где $r_{зв}$ – радиус начальной окружности звездочки (берется по прототипу или из конструктивных соображений), м;

$n_{дв}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

V_1 – скорость движения трактора на первой передаче, м/с.

Передаточное число главной передачи берется 2,5...5,5, планетарного редуктора 1,35...1,45, одинарной бортовой передачи 3,5...5,8, двойной бортовой передачи 7,5.

Передаточные числа на других передачах подбираются по принципу геометрической прогрессии.

Знаменатель этой прогрессии q определяется из выражения

$$q = z \sqrt[z-1]{\frac{V_2}{V_1}} \quad (16)$$

где V_2 – скорость трактора на высшей передаче, км/ч;

V_1 – скорость трактора на первой передаче, км/ч;

Z – число передач.

Тогда передаточное число трансмиссии на второй передаче I_2 определяется как

$$I_2 = \frac{I_1}{q} \quad (17)$$

где I_1 – передаточное число трансмиссии на первой передаче;

q – знаменатель прогрессии.

на третьей передаче

$$I_3 = \frac{I_2}{q} \quad (18)$$

где I_2 – передаточное число трансмиссии на второй передаче;

q – знаменатель прогрессии.

Передаточное число коробки передач на первой передаче $I_{кпп1}$ определяется из выражения

$$I_{кпп1} = \frac{I_1}{I_0 I_{кп}} \quad (19)$$

где I_1 – передаточное число трансмиссии на первой передаче;

I_0 – передаточное число главной передачи;

$I_{кп}$ – передаточное число конечной передачи.

Значения I_0 , $I_{кп}$ берутся обычно по прототипу, из конструктивных соображений или по приведенным выше значениям.

Передаточное число коробки передач на второй передачи $I_{кпп2}$ определяется соответственно

$$I_{кпп2} = \frac{I_2^0}{I_0 I_{кп}} \quad (20)$$

где I_2 – передаточное число трансмиссии на второй передаче;
 I_0 – передаточное число главной передачи;
 $I_{кп}$ – передаточное число конечной передачи.

Скорость трактора определяется по формуле

$$V = 0,377 \frac{r_k n_{дв}}{I_{mp}} \quad (21)$$

где $r_{зв}$ – радиус начальной окружности звездочки, м;
 $n_{дв}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;
 I_{mp} – передаточное число трансмиссии.

6.1. Тяговая характеристика трактора

Тяговый расчет трактора завершается построением теоретической тяговой характеристики, отражающей изменение основных тягово-сцепных свойств, в зависимости от усилия на крюке. Для построения тяговой характеристики трактора нужно знать как изменяются N_e , $M_{дв}$ и G_T , $f(n)$. Эти данные могут быть взяты по регуляторным или скоростным характеристикам, выполненным по расчету.

6.2. Исходные данные для построения тяговой характеристики

Исходные данные для построения тяговой характеристики трактора при работе на данной почве оформляется в виде таблицы, куда заносятся величины для каждого (из выбранных) оборотов двигателя (табл. 6).

Таблица 6

Таблица построения тяговой характеристики трактора
(для одной передачи)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
№ точк и	Из скоростной характеристики				Рк, Н	Ркр, Н	Vт, м/с	δ, %	Vр, м/с	Nкр, кВт	gкр, г/ кВтч	тяг
	Мк, Нм	Ne, кВт	Gт, кг/ч	n, об/ мин								
1	654	89	23	1300								
2	646	115	27	1700								
3	614	128	28	2000								

4	584	133	28	2180								
5	345	82	21	2240								
6	145	35	14	2300								

Для 2-5 колонок данные берутся из скоростной характеристики.

Для шестой колонки - касательная сила тяги P_k определяется по формуле для каждой точки

$$P_k = \frac{M_{\text{дв}} I_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_k} \quad (22)$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент на валу двигателя, Нм;

$I_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$r_{\text{зв}}$ – радиус начальной окружности звездочки, м;

$\eta_{\text{тр}}$ - КПД трансмиссии.

Для седьмой колонки - усилие на крюке (свое для каждой точки) определяется по формуле

$$P_{\text{кр}} = P_k - P_f, \text{ Н} \quad (23)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н;

P_f – сила сопротивления качению по целине ($P_f = G_f$), Н.

Для восьмой колонки - теоретическая скорость движения трактора (для каждой точки) определяется по формуле

$$V_m = 0,377 \frac{r_k n_{\text{дв}}}{I_{\text{тр}}} \quad (24)$$

$$V_m = \frac{0,105 r_k n_{\text{дв}}}{I_{\text{тр}}} \quad (25)$$

где $r_{\text{зв}}$ – радиус начальной окружности звездочки, м;

$n_{\text{дв}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

$I_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии.

Для девятой колонки – коэффициент буксования δ на целине ориентировочно может быть определен по табл. 7 в зависимости от типа трактора и относительной силы тяги. Относительная сила тяги определяется по формуле для каждой точки

$$P = \frac{P_{кр}}{P_{кр\max}} = \frac{P_{кр}}{\eta G_{сц}} \quad (26)$$

где $P_{кр}$ – усилие на крюке для данной точки, Н;
 φ – коэффициент сцепления по целине (0,7...0,8 для колесных тракторов, 0,9... 1 для гусеничных тракторов);
 $G_{сц}$ – сцепной вес трактора на ведущие колеса (с колесной формулой 4x2 $G_{сц}=0,75...0,85G_{тр}$, для остальных $G_{сц}=G_{тр}$), Н.

Для приближенных расчетов коэффициент буксования δ берется: для гусеничных тракторов при максимальной крюковой мощности на первой передаче $\delta=3...5\%$, для колесных тракторов $\delta =12...20\%$ и изменяется линейно до начала координат.

Таблица 7

Значения коэффициента буксования δ

Тип трактора	Относительная сила тяги Р, Н								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Колесный 4x2	1	2	3	4	7	10	13	18	25
Колесный 4x4	0,6	1,3	2	2,8	3,5	6,2	8,5	12,2	19,5
Гусеничный	0,3	0,6	1	1,6	2	2,5	4	6,5	14

Для одиннадцатой колонки – мощность на крюке определяется по формуле (для каждой точки)

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} V_g}{1000}, \quad (27)$$

где $P_{кр}$ – усилие на крюке, Н;
 V_g – действительная скорость движения, м/с.

Действительная скорость движения определяется по формуле

$$V_g = V_m (1 - \delta), \quad \text{м/с} \quad (28)$$

где V_m – теоретическая скорость движения, м/с;
 δ – коэффициент буксования.

Для двенадцатой колонки – удельный расход топлива определяется по формуле (для каждой точки)

$$g_{кр} = \frac{G_m}{N_{кр}}, \quad (29)$$

где $N_{кр}$ – мощность на крюке, кВт;
 G_m – расход топлива, г/ч.

Для тринадцатой колонки – тяговый КПД определяется по формуле

$$\eta = \frac{N_{кр}}{N_e} \quad (30)$$

где $N_{кр}$ – мощность на крюке, кВт;
 N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

7. ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЕЙ И КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Общее передаточное число силовой передачи на первой передаче вычисляется из условия преодоления груженой машиной максимальных дорожных сопротивлений

$$i_1 \geq \frac{P_{к\max} R_\delta}{M_{eN} \eta_{mp}} \quad (31)$$

где R_δ – динамический радиус колеса, м;
 $P_{к\max}$ – максимальная касательная сила тяги по сцеплению, Н;
 M_{eN} – номинальный момент двигателя, Нм;
 - механический КПД трансмиссии (принимается 0,85...0,95).

Максимальная касательная сила тяги по сцеплению определяется по формуле

$$P_{к\max} = G_{сц} \cdot \varphi M_{eN} \cdot \varphi \quad (32)$$

где $G_{сц}$ – вес машины, приходящийся на ведущие колеса, Н;
 φ – коэффициент сцепления.

Для выбора типа шины нужно определить нагрузку на одно колесо по формуле

$$Z_k = \frac{G + Q}{n}; \quad (33)$$

где G – вес машины, Н;
 Q – вес груза, Н;
 n – число колес.

По нагрузке на колесо подбирается шина соответствующего размера из прил. 6. Динамический радиус колеса определяется по формуле

$$R_g = R_k \cdot \Delta \quad (34)$$

где R_k – статический радиус колеса, м;
 Δ – коэффициент деформации шины, равный 0,93...0,97;

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче определяется из условия обеспечения движения машины без груза с максимальной скоростью

$$i_{\text{высш}} = 0,377 \frac{R_d n_{eN}}{V_a^{\text{max}}} \quad (35)$$

где R_d – динамический радиус колеса, м;
 n_{eN} – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;
 V_a^{max} – максимальная скорость движения машины, км/ч.

Передаточное число трансмиссии транспортных машин $i_{\text{высш}}$ представляет собой произведение передаточных чисел коробки передач i_t , раздаточной коробки на высшей передаче i_{p2} , главной передачи i_o , то есть:

$$i_{\text{высш}} = i_m \cdot i_{p2} \cdot i_o \quad (36)$$

где i_m – передаточное число коробки передач (принимается 0,7...1);
 i_{p2} – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче (принимается 1...1,3);
 i_o – передаточное число главной передачи (принимается для одинарных передач 5,1...6,7, для двойных передач 6,5...9,8).

Число ступеней в коробке передач берется по прототипу или на 1 – 2 передачи больше.

Знаменатель прогрессии для разбивки передаточных чисел в коробке передач определяется по выражению

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{i_{1кпп}}{i_{высш}}} \quad (37)$$

где $(m-1)$ – минимальное число ступеней в коробке передач;

$i_{высш}$ – передаточное число трансмиссии на высшей передаче;

$i_{1кпп}$ – передаточное число коробки передач на первой передаче.

Передаточные числа в коробке передач находятся по формулам на первой передаче

$$i_1 = \frac{i_{трансм}}{i_0 i_{p_2}};$$

на второй передаче

$$i_2 = \frac{i_1}{q}$$

на третьей передаче

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{i_1}{q^2}$$

(38)

и т.д.

8. ТЯГОВАЯ, ДИНАМИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ И КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

8.1. Построение тяговой характеристики

Тяговая характеристика представляет собой графическую зависимость $P_a = f(V_a)$ на различных передачах.

Расчет тяговой характеристики производится в следующем порядке. В таблицу, выполненную по форме табл. 6, вносятся значения крутящего момента M_e и частоты вращения коленчатого вала двигателя n , найденные при построении внешней скоростной характеристики.

Для построения кривых $P_a = f(V_a)$ необходимо определить на каждой передаче скорость движения и свободную силу тяги при соответствующей

частоте вращения коленчатого вала двигателя для 7...10 точек внешней скоростной характеристики.

Скорость движения машины вычисляется по формуле

$$\sqrt{a} = 0,377 \frac{R_d n}{i_{mp}}$$

где R_d – динамический радиус колеса (или радиус звездочки), м;
 i_{mp} – общее передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче.

Таблица 8

Занесение данных для построения тяговой характеристики

n, об/мин	M _{дв} , Нм	Va, км/ч				Pa, кН			
		1	2	3	4	1	2	3	4
800	684	1,56	4,60	8,80	13,40	3110	1600	900	400
900	725	19,5	3115	1650
1000	774	...				3120	1700		
1100	880						
1200	...								
...									

Свободная сила тяги равна

$$P_a = P_k - P_w \quad (40)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н;
 P_w – сила сопротивления воздушной среды, Н.

Касательная сила тяги определяется по формуле

$$P_k = \frac{M_e i_{mp} \eta_{mp}}{R_d} \quad (41)$$

где M_e – крутящий момент двигателя, Нм;
 i_{mp} – передаточное число трансмиссии;
 η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии;
 R_d – динамический радиус колеса, м.

Сила сопротивления воздушной среды учитывается при скорости больше 25 км/ч и определяется по формуле

$$P_w = \frac{K_e F V_a^2}{13},$$

(42)

где K_g – коэффициент сопротивления воздуха (принимается 0,06...0,07);
 F – лобовая площадь машины, приближенно равная произведению
Ширины колеи на высоту машины, м²;
 V_a – скорость движения машины, км/ч.

Найденные значения P_a и V_a вносят в табл. 8 и по этим значениям строится тяговая характеристика (рис. 2).

При анализе тяговых свойств автопоезда удобнее пользоваться динамической характеристикой, выражающей зависимость динамического фактора от скорости движения $D=f(V_a)$. Динамический фактор характеризует удельную силу тяги, которую может развить машина на различных передачах

$$D = \frac{P_a}{G_a}, \quad (43)$$

где P_a – свободная сила тяги, Н;

G_a – полный вес транспортной системы, Н.

Следовательно, динамическая характеристика представляет собой тяговую характеристику, у которой по оси ординат в соответствующем масштабе отложен динамический фактор.

Преобразование выражения (4) позволяет выразить динамический фактор как сумму удельных сопротивлений движению

$$D = f \pm i \pm j \frac{\delta}{g} \quad (44)$$

где f – коэффициент сопротивления движению машины;

i – уклон, %;

j – коэффициент учета вращающихся масс;

g – ускорение свободного падения м/с²;

δ – коэффициент буксования, %.

При равномерном движении D не учитывается.

Применение динамической характеристики значительно упрощает решение эксплуатационных задач, так как возможности машины по реализации различных видов и величин сопротивлений на каждой передаче могут быть определены без дополнительных расчетов.

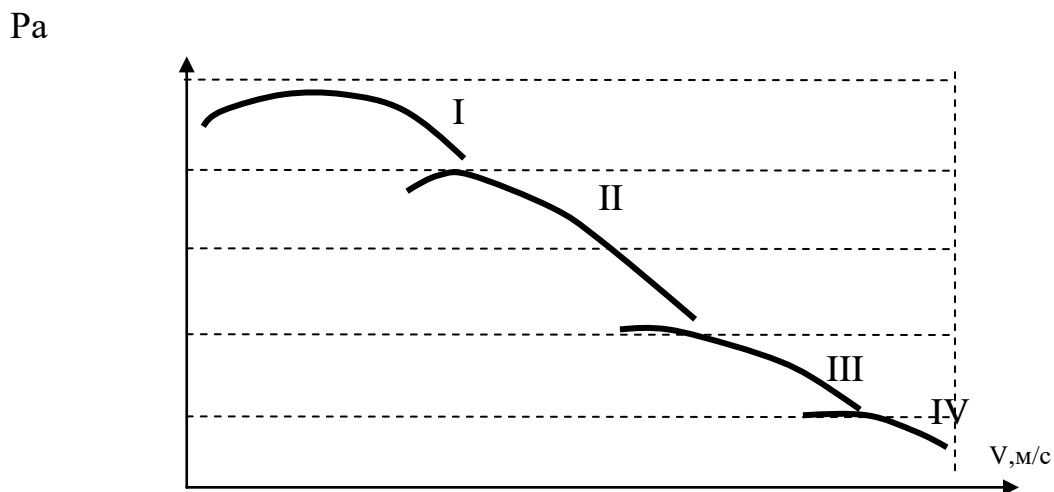


Рис. 2. Тяговая характеристика машины
 8.2. Построение экономической характеристики

Для оценки экономичности работы машин используется экономическая характеристика, которая представляется графиком зависимости расхода топлива на единицу пробега Q_s кг/100км или л/100км от скорости движения машины V_a на всех передачах.

Построение экономической характеристики производится по данным, которые заносятся в табл. 9.

Значения параметров первых двух граф (частота вращения коленчатого вала двигателя и эффективная мощность) переносятся из предыдущей таблицы (табл. 8).

Таблица 9

Данные для построения экономической характеристики

n, об/мин	N _e , кВт	Q _s , кг/км				
		1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
700	684	5,45	1,84	0,97	0,63	0,50
800	725	5,13	1,73	0,91	0,60	0,47
900	774	5,58	1,88	0,98	0,65	0,50

1000	824	5,70	1,92	1,01	0,66	0,52
1100	843	5,63	1,90	0,99	0,65	0,51
1200	862	5,57	1,90	0,98	0,65	0,51
...	...	и т.д.	и т.д.	и т.д.	и т.д.	и т.д.

Расход топлива определяется по формуле

$$Q_s = \frac{G_T}{V_a}$$

где G_T – часовой расход топлива для заданных оборотов (определяется по внешней скоростной характеристике двигателя), кг/ч;

V_a – скорость движения машины, км/ч.

