

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Институт механики и энергетики

Базовая кафедра машины и технологии АПК

**Методические указания
по выполнению и защите курсовой по дисциплине
«Трактора и автомобили» для студентов очной формы обучения
направления подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» (профили
«Технические системы в агробизнесе»; «Эксплуатация
гидромелиоративных систем»)**

Ставрополь 2025

Составители:
Д.И. Грицай, В.В. Одноприенко

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент кафедры «Механики и технического сервиса» Р.В. Павлюк;

кандидат технических наук, доцент кафедры «Механики и технического сервиса» А.В. Захарин

Методические указания по выполнению и защите курсового работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» /сост. Д.И. Грицай, В.В. Одноприенко; Ставропольский гос. аграрный ун-т. - Ставрополь, 2025. -64 с.

В данном пособии представлена примерная структура и содержание курсовой работы по дисциплине "Тракторы и автомобили". Изложены общие требования к оформлению пояснительной записки и графического материала. Также подробно описана методика расчета состава понтонного парка и сооружений, обоснован их количественный и качественный состав, а также приведены технологии обеспечения их технической исправности. Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 - «Агроинженерия».

*Рекомендовано к изданию учебно-методической комиссией
института механики и энергетики Ставропольского государственного
аграрного университета (протокол № 8 от 05.05.2025)*

© ФГБОУ ВО Ставропольский государственный аграрный университет,
2025.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СТРУКТУРЕ И ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	6
1.1 Цель и задачи курсового проекта	6
1.2 Тематика курсового проекта	7
1.3 Структура курсового проекта	9
1.4. Требования к защите проекта	9
1.5 Критерии оценки проекта	9
2 МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	10
2.1 РАСЧЕТ ТРАКТОРА	10
2.1.1 Расчет мощности двигателя трактора	10
2.1.2 Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя	11
2.1.3 Мощность двигателя	13
2.1.4 Крутящий момент двигателя	14
2.1.5 Удельный расход двигателя	14
2.1.6 Часовой расход топлива	15
2.1.6 Построение регуляторной характеристики двигателя	16
2.1.7 Тяговый расчет трактора	17
2.1.8 Определение рабочей тяги трактора	18
2.1.9 Оценка динамических характеристик тягового процесса	20
2.1.10 Исследование влияния грунта на тяговые качества	21
2.1.11 Определение параметров сцепления колес с поверхностью	22
2.1.12 Расчет угла подъема и его влияние на эффективность	22
2.1.13 Анализ устойчивости трактора на склонах	23
2.1.14 Определение влияния нагрузки на тяговые характеристики	23
2.1.15 Моделирование рабочей нагрузки и её воздействия на трактор	24
2.1.16 Проведение экспериментальных испытаний и их анализ	24
2.2 РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ	34
2.2.1 Расчет мощности двигателя автомобиля	34
2.2.2 Определение эффективной мощности двигателя	36
2.2.3 Анализ работы двигателя в различных режимах	38
2.2.4 Исследование влияния нагрузки на характеристики двигателя	40
2.2.5 Определение инерционных усилий автомобиля	41
2.2.6 Расчет коэффициента сопротивления движению	42
2.2.7 Оценка динамических качеств автомобиля при разгоне	42
2.2.8 Исследование стабилизирующих характеристик автомобиля	43
2.2.9 Расчет тормозного пути автомобиля	44
2.2.10 Анализ факторов, влияющих на расход топлива	45
2.2.11 Определение оптимальных режимов работы двигателя	45
2.2.12 Построение профиля скорости автомобиля в зависимости от времени	46
ЛИТЕРАТУРА	50

ПРИЛОЖЕНИЕ А Пример оформления титульного листа курсовой работы	52
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Справочные данные для расчета трактора	53
ПРИЛОЖЕНИЕ В Справочные данные для расчета автомобиля	61

ВВЕДЕНИЕ

В Российской Федерации проектирование и эксплуатация pontonных сооружений и абразивных технологий связаны с рядом факторов организационного и технического характера. Оснащение объектов водного транспорта новыми энергоэффективными материалами и техниками предъявляет высокие требования к их надежности и увеличенной степени готовности. В последние годы наблюдается интенсивный переход к рыночным отношениям при одновременном реформировании структуры материально-технического обеспечения.

Тем не менее, вопросы повышения эффективности использования технического потенциала в сфере pontonной техники и сооружений остаются весьма актуальными.

При любых формах собственности специалисты в области pontonной техники должны обеспечивать не только увеличение производительности pontonных конструкций, но и снижение затрат на их эксплуатацию и содержание, сохранность оборудования и экономное расходование ресурсов.

1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СТРУКТУРЕ И ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Цель курсового проекта заключается в закреплении и углублении теоретического материала, а также в приобретении практических навыков самостоятельного решения инженерных задач, связанных с проектированием и эксплуатацией pontonных сооружений. Основное внимание будет уделено определению системы pontonных конструкций для эффективного водного транспорта, установлению количественного состава pontonных средств, планированию их эксплуатации, внедрению инновационных технологий, охране труда, а также расчету технико-эксплуатационных показателей.

Курсовой проект предусматривает решение следующих задач:

1. Разработка годового плана эксплуатации pontonных сооружений с учетом современных требований и технологий.
2. Обоснование состава pontonных средств, соответствующего передовым технологиям и конкретным условиям эксплуатации водного транспорта; выбор агрегатов, обеспечивающих качественное и

экономное выполнение основных задач при минимальных затратах времени и ресурсов.

3. Определение необходимого количества pontonных конструкций, вспомогательных устройств и средств, необходимых для выполнения плана эксплуатации в оптимальные сроки. Планирование их использования на протяжении всего календарного года.

4. Разработка мероприятий по охране труда и противопожарным мерам, а также других аспектов, связанных с эксплуатацией pontonных сооружений.

5. Определение технико-эксплуатационных показателей, связанных с проектированием pontonных объектов.

6. Формулирование выводов и предложений по результатам проектирования и эксплуатации pontonных сооружений.

1.2 ТЕМАТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка в условиях хозяйства.

По индивидуальному заданию:

1. Разработка технологической карты на возделывание сельскохозяйственной культуры или операционно-технологической карты на выполнение сельскохозяйственной работы.

2. Разработка плана технического обслуживания (ТО) спроектированного машинно-тракторного парка.

1.3 СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ЕГО ОФОРМЛЕНИЕ

Курсовая работа включает в себя:

а) при тяговом расчете трактора: расчет мощности двигателя трактора; расчет и построение регуляторной характеристики двигателя; тяговый расчет трактора; построение теоретической тяговой характеристики трактора;

б) при динамическом расчете автомобиля: расчет мощности двигателя автомобиля; расчет и построение регуляторной и скоростной характеристик двигателя автомобиля; динамический расчет автомобиля; расчет экономической характеристики автомобиля; построение динамической и экономической характеристик автомобиля.

Структура курсовой работы: титульный лист (приложение А); задание на курсовую работу; оглавление; введение; основная часть с расчетами, графиками, схемами, таблицами; заключение; список литературы.

Общий объем курсовой работы составляет 25...40 страниц.

Курсовая работа оформляется на листах формата А4 с установленным титульным листом (приложение А) и брошюруется в скоросшиватель. Рекомендуемая гарнитура шрифта Times New Roman-14, межстрочный интервал – полуторный, двухстороннее выравнивание. Размеры полей: левое – 30 мм, правое – 20 мм, верхнее и нижнее – 20 мм. Допускается оформление курсовой работы с использованием Microsoft Office Excel.

Текст должен быть изложен стилистически и орфографически грамотно, ясно и четко, содержать точность формулировок и логическую последовательность изложения материала. Диаграммы, графики и схемы, входящие в текст записи, рекомендуется делать на плотной или миллиметровой бумаге формата А4. Все листы пояснительной записи должны иметь сквозную нумерацию от титульного листа до последней страницы, включая все листы с иллюстрациями, таблицами и т. д., расположенные внутри текста или после него, а также приложения.

Каждая таблица должна иметь содержательный заголовок, который помещают после слова «Таблица» над соответствующей таблицей. Слово «Таблица» указывается один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова

«Продолжение таблицы» с указанием номера (обозначения) таблицы. Таблица помещается после первого ее упоминания. Формулы и таблицы должны иметь порядковый номер и номер раздела, допускается сквозная нумерация.

Формулы, нормативные и справочные материалы, используемые в расчетах, должны иметь ссылки на источник, откуда они заимствованы. Для этого в квадратных скобках указывается номер и страница из списка используемой литературы. Все термины, сокращения и обозначения должны соответствовать общепринятым правилам. Следует обратить внимание на обоснование всех принимаемых величин, которые должны соответствовать заданию и машинам-прототипам.

Основной текст пояснительной записи разделяют на разделы, подразделы и пункты. Каждый раздел начинается с новой страницы. На графиках проставляются масштабные шкалы, обозначаются соответствующие параметры и единицы их измерения.

После получения данных студент анализирует результаты расчета, переносит их

в таблицы, подбирает масштабы и строит необходимые зависимости характеристик.

1.4. ТРЕБОВАНИЯ К ЗАЩИТЕ ПРОЕКТА

Курсовой проект допускается к защите при выполнении следующих условий:

- степень оригинальности текста курсового проекта не ниже 25%
- наличия рецензии преподавателя, принимающего курсовой проект.

Захита курсового проекта проходит в форме публичного выступления (5-7 мин.) с представлением результатов работы в виде презентации и ответов на вопросы преподавателя/комиссии (5 мин).

Выполненный и защищенный курсовой проект оценивается в соответствии с учетом балльно-рейтинговой системы оценивания.

1.5. КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ПРОЕКТА

В соответствии с положением о балльно-рейтинговой системе оценки знаний студентов, обучающихся по образовательным программам высшего образования курсовой проект необходимо оценить по следующим критериям с учетом установленных максимальных баллов:

Критерий	Максимальное значение в баллах	Набранных баллов
Оформление курсовой работы/проекта	10	
Содержание курсовой работы/проекта	60	
Захита курсовой работы/проекта	30	
ИТОГО:	100	

Перевод оценки из 100-балльной в пятибалльную систему оценки знаний осуществляется следующим образом:

- 89-100 - оценка «отлично»,
- 77 - 88 баллов - оценка «хорошо»,
- 65 - 76 баллов - оценка «удовлетворительно»,
- менее 64 баллов - оценка «неудовлетворительно».

2.1 РАСЧЕТ ТРАКТОРА

2.1.1 Расчет мощности двигателя трактора

Номинальная мощность тракторного двигателя определяется исходя из тяговых и скоростных параметров трактора по следующей зависимости

/

$$N_H \square (P_H)$$

$$\frac{P_f}{V_{H_1}} \cdot \frac{1}{(3600 \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{\vartheta})}, \quad (1.1)$$

где N_H - номинальная мощность двигателя, кВт;

P_f - сила сопротивления качению (Н), которую определяют по формуле

$$P_f = M_{\vartheta} \cdot g \cdot f, \quad (1.2)$$

M_{ϑ} - эксплуатационная масса трактора, кг;

η - коэффициент сопротивления качению трактора;

g - ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

η V_{H_1} - скорость движения трактора на 1 основной передаче, км/ч;

η_{tr_1} - механический КПД трансмиссии на 1 основной передаче, учитывающий

η_{ϑ}

потери мощности в силовой передаче;

- коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя, принимаемый равным 0,96...1,00.

Эксплуатационную массу трактора определяют исходя из значений масс $M_{\vartheta_{min}}$

и $M_{\vartheta_{max}}$. Минимальная эксплуатационная масса ($M_{\vartheta_{min}}$, кг)

трактора с достаточной

для учебных целей точностью определяется по формуле

$$M_{\vartheta_{min}} = K_m \cdot M_o,$$

где K_m - коэффициент минимальной эксплуатационной массы трактора, $K_m = 1,07 \dots 1,10$;

M_o - конструктивная масса трактора, кг.

Максимальная эксплуатационная масса трактора ($M_{\vartheta_{max}}$, кг) выбирается с таким расчетом, чтобы сцепной вес трактора был достаточным для обеспечения допустимого буксования колес (гусениц). Она определяется для случая работы трактора с номинальной нагрузкой на крюке при установленном режиме и на горизонтальной поверхности по формуле

$$M_{\vartheta_{max}} = P_H [g \cdot (1_{\text{доп}} \cdot K_f \cdot f)], \quad (1.4)$$

@ где P_H - номинальное тяговое усилие на 1 основной передаче, Н;

- # $\mu_{\text{доп}}$ - допустимая величина коэффициента сцепления движителей с почвой;
 - # μ_k - коэффициент нагрузки ведущих колес;
 - K_f - коэффициент, учитывающий тип движителя трактора,
 - @ f - коэффициент сопротивления качению.
- Коэффициенты $\mu_{\text{доп}}$ и f должны соответствовать заданным условиям работы

трактора (тяговому усилию, агрофону). Значения коэффициентов сцепления и качения для характерных агрофонов приведены в приложении (табл. Б.1).

Значения коэффициентов $\mu_{\text{доп}}$ и K_f обычно принимаются: для колесных тракторов $\mu_{\text{доп}} = 0,5 \dots 0,6$; $K_f = 1$ в зависимости от конструкции и размеров шин, установленных на ведущих колесах; для гусеничных тракторов $\mu_{\text{доп}} = 0,55 \dots 0,65$, $K_f = 0,5$ в зависимости от типа и конструкции гусеничного движителя. Коэффициент нагрузки ведущих колес принимается в зависимости от типа трактора. Для колесных тракторов 4 x 2 к можно рассчитать по формуле

$$\mu_k = (1,1 \dots 1,2) \mu_{k_{\text{ст}}},$$

где $\mu_{k_{\text{ст}}}$ - статический коэффициент нагрузки ведущих колес, который обычно принимается:

- для колесных тракторов 4 x 2

$$\mu_{k_{\text{ст}}} = 0,75 \dots 0,80;$$

- для колесных тракторов 4 x 4 и гусеничных - $\mu_k = \mu_{k_{\text{ст}}} = 1$.

В качестве эксплуатационной массы $M_{\text{Э}}$ принимается **наибольшее** значение из

двух полученных масс трактора $M_{\text{Э}_{\text{min}}}$ и $M_{\text{Э}_{\text{max}}}$, т.е.

$$M_{\text{Э}_{\text{min}}} \leq M_{\text{Э}} \leq M_{\text{Э}_{\text{max}}}.$$

У тракторов с двумя ведущими колесами требуемая эксплуатационная масса

$M_{\text{Э}_{\text{max}}}$, обычно больше, чем $M_{\text{Э}_{\text{min}}}$. В таких случаях увеличение эксплуатационной

массы достигается применением балласта, масса которого может быть определена по формуле

$$M_{\text{Б}} = \frac{1}{6} (M_{\text{Э}_{\text{max}}})$$

где M_6 - масса балластного груза, кг;
 $\square M_{\min}$),

(1.5)

\square_6 - коэффициент нагрузки ведущих колес балластом
(если груз устанавливается на ведущих колесах $\square_6 = 1$).

Полученная эксплуатационная масса (M_3) обеспечивает оптимальный тяговый КПД только для заданной скорости при движении на первой основной передаче и по соответствующему агрофону.

Механический КПД трансмиссии на 1 основной передаче теоретически подсчитывается по следующей зависимости

$$\square_{\text{ц}} \square_{\text{к}} \square_{\text{тр}} z_x \square_{\text{ц}}^{\text{нц}} \square_{\text{к}}^{\text{нк}} \square_{\text{х}}$$

где $\square_{\text{ц}}$, $\square_{\text{к}}$ - соответственно, КПД цилиндрической и конической пар шестерен, ко-

торые находятся в следующих пределах: $\square_{\text{ц}} = 0,985 \dots 0,990$;

$\square_{\text{к}} = 0,975 \dots 0,980$. При расчетах обычно принимается $\square_{\text{ц}} = 0,985$; $\square_{\text{к}} = 0,975$;

$\square_{\text{ц}}$, $\square_{\text{к}}$ - соответственно, число цилиндрических и конических пар шестерен, на-

ходящихся в зацеплении при передаче мощности через трансмиссию на данной передаче при принятой кинематической схеме;

\square_x - КПД, учитывающий потери мощности на холостом ходу, принимаемый равным 0,96.

Для определения числа пар цилиндрических и конических шестерен необходимо рассмотреть кинематическую схему трансмиссии трактора-прототипа и вычертить принятую схему трансмиссии в соответствии с заданным числом передач. В трансмиссии некоторых марок тракторов, например, ДТ-75, Т-150/К, К-701 и др. используются планетарные механизмы передач. КПД планетарного механизма подсчитывается по более сложной зависимости. С достаточной для учебных целей точностью можно вместо планетарного механизма принять как две дополнительные цилиндрические пары шестерен. Для всех рассматриваемых машин используется одна коническая пара шестерен, количество цилиндрических пар шестерен зависит от номера передачи (табл. Б.2).

Для тракторов со всеми ведущими колесами количество цилиндрических и конических пар шестерен подсчитывается по

потоку мощности к одному ведущему колесу. Это связано с тем, что КПД трансмиссии при параллельном соединении механизмов равен среднему взвешенному из всех КПД отдельных механизмов, составляющих данную трансмиссию. При симметричных одинаковых потоках мощности это соответствует КПД одного потока.

Показателем, характеризующим совершенство конструкции трактора по массовым качествам, является материалоемкость (удельная масса $M_{уд}$, кг/кВт), которая определяется по зависимости

$M_{уд} = M_3 N_h$. (1.7) настоящее время материалоемкость колесных тракторов находится в пределах 48...68 кг/кВт, гусеничных - 61...96 кг/кВт. Материалоемкость перспективных моделей и модернизированных универсально-пропашных тракторов планируется довести до 41...61, а гусеничных - до 57...75 кг/кВт.

2.1.2 Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя

Регуляторная характеристика дизельного двигателя строится по эмпирическим формулам только для безрегуляторной зоны в пределах частот вращения от минимальной ($n_o = 400$ об/мин) до номинальной (n_h , об/мин), которая принимается исходя из задания.

2.1.3 Мощность двигателя

Текущее значение мощности двигателя для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$N_{ex} = N_h \cdot \left[a + b \cdot (n_x / n_h) + c \cdot (n_x / n_h)^2 \right],$$

где N_{ex} - текущее значение мощности, кВт;

a, b, c - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (табл. В.2);

n_x - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; # n_h - номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

Значения n_x выбираются произвольно через определенный интервал (100, 200,

300 и др.), но так, чтобы число полученных точек характеристики было не менее семи.

Значение n_h берется по заданию трактора-прототипа.

В регуляторной зоне характеристики мощность изменяется по линейной зависимости от N_h (при n_h) до $N_e = 0$ (при $n_{ход}$).

Частоту вращения вала двигателя при его холостой работе ($n_{\text{хд}}$, об/мин) определяют по формуле

$$n_{\text{хд}} = (1 - \alpha_p) n_h,$$

где α_p - коэффициент неравномерности регулятора, принимаемый по двигателю-прототипу в пределах 0,07..0,08.

2.1.4 Крутящий момент двигателя

Текущее значение крутящего момента двигателя определяется по формуле

$$M_{\text{ex}} = 9554 \cdot N_{\text{ex}} / n_x,$$

где M_{ex} - крутящий момент двигателя, Нм.

Крутящий момент в контрольной точке (M_{ey}) определяют по той же зависимости

сти, но для соответствующих значений мощности и частоты (M_{ey} и n_y).

Частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, определяется по формуле

$$n_x(M_{\text{max}}) = n_M = b / (2c),$$

где $n_x(M_{\text{max}}) = n_M$ - частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин.

Максимальный крутящий момент (для частоты n_M) будет равен

$$M_{\text{max}} = M_h = a \cdot b^2 / (4 \cdot c) = 9554 \cdot (N_h / n_h) \cdot a \cdot b^2 / (4 \cdot c), \quad (1.12)$$

где M_{max} - максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

2.1.5 Удельный расход двигателя

Текущее значение удельного расхода топлива двигателем для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$g_{\text{ex}} = g_h = a_1 \cdot b_1 \cdot (n_x / n_h) \cdot c_1 \cdot (n_x / n_h)^2$$

где g_{ex}

@ g_h

- текущее значение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч);
 - удельный расход топлива, соответствующий номинальному режиму, г/(кВт·ч).
- Это значение берется из задания;

a_1, b_1, c_1 - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (табл. В.2).

Частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива, определяется по формуле

$$n_X(g_{e_{min}}) = n_H / (2 \cdot c_1),$$

где $n_X(g_{e_{min}})$ - частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива, об/мин.

Минимальный удельный расход топлива определяется по формуле

$$\frac{g_H}{(4 \cdot c_1)]}, \quad (1.15)$$

где $g_{e_{min}}$ - минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

Удельный расход топлива при холостой работе двигателя стремится к бесконечности. Для построения регуляторной ветви удельного расхода топлива определяют промежуточные его значения между частотами вращения n_H и n_{X_d} , после определения промежуточного значения часового расхода топлива в регуляторной зоне.

2.1.6 Часовой расход топлива

Текущее значение часового расхода топлива определяется по текущим значениям удельного расхода топлива и мощности двигателя $G_{t_x} = G_{t_{xd}} \cdot \frac{P}{g_x}$

где G_{t_x} - текущее значение часового расхода топлива, кг/ч.

В регуляторной зоне часовой расход топлива изменяется по линейному закону. При этом часовой расход топлива для холостой работы двигателя определяется по формуле

$$G_{t_{xd}} = C_{x_p} \cdot G_{t_H},$$

где $G_{t_{xd}}$ - часовой расход топлива при холостой работе двигателя, кг/ч;

C_{x_p} - коэффициент часового расхода топлива для холостого режима, который находится в пределах 0,25...0,35.

Уравнение изменения часового расхода топлива в регуляторной зоне имеет следующий вид

т

$$G_{t_x} = G_{t_{xd}} + \frac{G_{t_H} - G_{t_{xd}}}{n_H - n_{X_d}} (n_x - n_{X_d})$$

$$A_g B_g n_x, \quad (1.18)$$

$$n_{x_d} \square n_h$$

здесь G_x , n_x - соответственно текущее значение часового расхода топлива

(кг/ч) и частоты вращения вала двигателя (об/мин) при работе в регуляторной зоне.

2.1.7 Тяговый расчет трактора

Определение текущих значений параметров регуляторной характеристики дизельного двигателя рекомендуется проводить в табличной форме (табл. 1.1).

Таблица 1.1 - Форма таблицы для расчета регуляторной характеристики дизеля

Элемент Подсчета	Частота вращения вала двигателя в зонах, об/мин							
	без регуляторной					регуляторной		
	n_o	n_1	...	n_m	...	n_h	n_{cp}	n_{xd}
$(n_x n_h)$							-	-
$(n_x n_h)^2$							-	-
$(n_x n_h)^3$							-	-
$a \cdot (n_x n_h)$							-	-
$b \cdot (n_x n_h)^2$							-	-
$A_1 = a \cdot (n_x n_h) + b \cdot (n_x n_h)^2$							-	-
$A_2 = c \cdot (n_x n_h)^3$							-	-
$A_n = A_1 - A_2$							-	-
$N_{ex} = N_h \cdot A_n, \text{кВт}$				N_m		N_h	-	0
$M_{ex} = 9554 \cdot N_{ex} \cdot n_x, \text{Нм}$				M_{max}		M_{ch}		0
$b_1 \cdot (n_x n_h)$							-	-
$B_1 = a_1 - b_1 \cdot (n_x n_h)$							-	-
$B_g = B_1 + c_1 \cdot (n_x n_h)^2$							-	-
$g_{ex} = g_h \cdot B_g, \text{г (кВт \cdot ч)}$						g_h		∞

$G_{tx} = 10^{-3} \cdot g_{ex} \cdot N_{ex}$, кг ч,							G_{th}		G_{tx}
--	--	--	--	--	--	--	----------	--	----------

Для построения характеристик на горизонтальной оси откладывают значения

частоты вращения вала двигателя в пределах $n_0 \dots n_{x_d}$, на вертикальных осях - значения мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива.

Значение n_{cp} подсчитывается как среднее значение между n_h и n_{x_d} . Для со-

ответствующих значений частоты вращения откладывают расчетные текущие значения параметров и соединяют их плавными линиями.

2.1.8 Определение рабочей тяги трактора

На всех современных тракторах используются колеса с шинами низкого давления. Правильным подбором типа шин и давления в них можно обеспечить высокие сцепные качества колес с почвой. Шины выбираются по их грузоподъемности и прототипу рассчитываемого трактора (табл. Б.3).

Масса, приходящаяся на одно колесо трактора, определяется по следующим формулам:

- для тракторов с задними ведущими колесами (4x2)

$$M_3 \square (0,80 \dots 0,85) \square M_3 / 2,$$

$$M_{\Pi} \square (0,20 \dots 0,15) \square M_3 / 2;$$

- для тракторов со всеми ведущими колесами (4x4)

$$M_3 \square (0,50 \dots 0,60) \square M_3 / 2,$$

$$M_{\Pi} \square (0,50 \dots 0,40) \square M_3 / 2;$$

где M_3 - масса, приходящаяся на заднее колесо, кг;

M_{Π} - масса, приходящаяся на переднее колесо, кг.

Согласно принятой системе обозначений, номинальные размеры шин низкого давления выражаются в дюймах или в миллиметрах и обозначаются двумя числами, первая из которых обозначает высоту профиля шины ($B_{ш}$), а вторая - диаметр обода колеса (d). Расчет радиуса ведущих колес (R_k) при обозначении размера шин в дюймах производится по формуле

$$R_k \square 0,0254 \square (0,5 \square d \square K_{yc} \square B_{ш}), \text{ м}$$

где d - наружный диаметр обода колеса, дюйм;

$B_{ш}$ - ширина профиля шины, дюйм;

K_{yc} - коэффициент усадки шин, учитывающий радиальные деформации шин ($K_{yc} \approx 0,80 \dots 0,90$). При работе на твердых почвах коэффициент равным 0,80; на мягких почвах - 0,85.

При обозначении размера шин в мм:

K_{yc}

принимают

$$R_k \approx 0,5 \cdot d \cdot K_{yc} \cdot B_{sh} / 1000, \text{ м.}$$

Радиус начальной окружности (R_{ho}) ведущих звездочек гусеничных тракторов определяется по формуле

$$R_{ho} \approx Z \cdot l_{3v} / 6,28, \text{ м}$$

где Z - число активно действующих зубьев звездочки ведущего колеса (табл. Б.6);

l_{3v} - шаг гусеничного звена, м.

Число Z равно общему числу зубьев ведущей звездочки, если каждый зуб последовательно входит в зацепление с очередным звеном гусеницы. Если зацепление производится через зуб, то число активно действующих зубьев равно половине общего числа зубьев колеса.

2.1.9 Оценка динамических характеристик тягового процесса

Выбор структуры ряда основных передач производится по закону геометрической прогрессии. Для нахождения скоростей при заданных передачах необходимо знать знаменатель геометрической прогрессии (q), который представляет

$$q = \sqrt[Z]{(V_{T_z} / V_{T_1})},$$

где V_{T_z} , V_{T_1} - соответственно, теоретические скорости на 1 основной и высшей основной передачах, км/ч;

@ Z - количество основных передач.

Если теоретическая скорость на высшей основной передаче не задается, то знаменатель геометрической прогрессии определяется по формуле

$$q = \sqrt[\max]{P_k / (P_{kp} \cdot f \cdot G_3)} \approx 1/(Z \cdot 1),$$

где $P_{k_{max}}$ - максимальная касательная сила тяги трактора на 1-й основной передаче при работе двигателя с максимальным крутящим моментом, Н;

$P_{kp_{min}}$ - минимальная сила тяги трактора на высшей основной передаче, H ;

G_3 - эксплуатационная сила веса трактора ($G_3 \square M_3 \square g$), H .

Максимальная касательная сила тяги трактора на 1-ой основной передаче определяется по формуле

$$P_{k_{max}} \square M_{max} \square I_{tr_1} \square I_{tr_1} / R_{k(ho)},$$

где M_{max} - максимальный крутящий момент двигателя, который определяется

по формуле 1.12;

I_{tr_1} - передаточное число трансмиссии на 1-й основной передаче, которое определяется по формуле

$$I_{tr_1} \square 0,377 \square n_H \square R_{k(ho)} / V_{H_1},$$

здесь $R_{k(ho)}$ - радиус качения колеса или начальной окружности звездочки, м.

Минимальная сила тяги трактора на высшей основной передаче ($P_{kp_{min}}$, H) определяется по формуле

$$P_{kp_{min}} \square P_H \square I \square,$$

где P_H - номинальная сила тяги трактора предыдущего класса, H ;

\square - коэффициент расширения тяговой зоны, который для тракторов тяговых классов до 3-го равен 1,3, для тракторов 4-го класса и выше равен 1,5.

Необходимо учитывать, что тяговый класс с.-х. тракторов определяется величиной номинальной силы тяги, которая принята в качестве основного классификационного параметра. Типажом сельскохозяйственных тракторов в соответствии со стандартом СЭВ 628-77 определены тяговые классы по следующим значениям номинального тягового усилия: 2; 6; 9; 14; 20; 30; 40; 50; 60 кН.

Передаточные числа трансмиссии для остальных основных передач подсчитывается по формуле

$$I_{tr_i} \square I_{tr_1} / q \quad ,$$

где

расчета.

I_{tr_i}

- передаточное число основных передач или передачи контрольного

Теоретическая скорость движения трактора на каждой из основных передач в зависимости от режима работы двигателя подсчитывается по формуле

$$V_{T_i} = 0,377 \cdot R_{k(ho)} \cdot n_e / I_{tr_i} \cdot a_i \cdot n,$$

где V_{T_i} - теоретическая скорость движения для рассчитываемой передачи, км/ч;

I_{tr_i} - передаточное число трансмиссии рассчитываемой передачи;

$a_i = 0,377 \cdot R_{k(ho)} / I_{tr_i}$ - скоростной коэффициент перевода масштаба частоты

вращения (n , об/мин) в масштаб теоретических скоростей (V_{T_i} , км/ч).

Результаты расчетов для всех рассчитываемых передач заносятся в таблицу

1.1.

Передаточные числа коробки основных передач I_{K_i} определяются как отношение передаточного числа трансмиссии I_{tr_i} к передаточному числу шестерен постоянного зацепления I_o трактора-прототипа

$$I_{K_i} = I_{tr_i} / I_o,$$

где $I_o = I_{Ц.п} \cdot I_{пл.п} \cdot I_{K.п}$ - передаточные числа шестерен с постоянным зацеплением: соответственно, центральной ($I_{Ц.п}$), планетарной (механизм поворота $I_{пл.п}$) и конечной ($I_{K.п}$) передач (табл. Б.5, Б.6).

Зная теоретическую скорость на основной передаче (V_{H_1} , км/ч) и знаменатель геометрической прогрессии (q), можно определить теоретические скорости трактора на последующих передачах V_{H_i} (км/ч) по формуле

$$V_{H_i} = V_{H_1} \cdot q^{i-1}.$$

2.1.10 Исследование влияния грунта на тяговые качества

При выполнении тягового расчета номинальная скорость высшей транспортной передачи принимается по заданию. Построение ряда транспортных передач производится также по закону геометрической прогрессии. Знаменатель геометрической прогрессии транспортного ряда (q_{tr}) определяется по зависимости

$$\square (V_{max} / V_z)^{(1/Z_{tr})}, \quad q_{tr} \quad (1.35)$$

где $V_{tr_{max}}$ - максимальная скорость высшей транспортной передачи, км/ч;

V_{H_z}
 Z_{tr}

- максимальная скорость высшей основной передачи, км/ч;
- число транспортных передач.

Теоретические скорости трактора на рассчитываемых транспортных передачах

(j) определяются по формуле

$$\cdot q \quad j \\ V_{tr_j} \quad V_{H_z} .$$

Таблица 1.1 - Подсчет передаточных чисел трансмиссии и коэффициентов A_i и a_i

П а р а м е т р ы	Основные передачи				Транспортные		
	1	2	...	Z	1	...	Z_{tr_p}
Передаточные числа трансмиссии, I_{tr_i}							
Передаточные числа коробки передач, I_{k_i}							
Кол-во цилиндрических пар шестерен, $n_{ц}$							
Кол-во конических пар шестерен, n_k							
\square $n_{ц}$ $ц$							
\square n_k k							
$\square_{tr} \quad \square_{ц} \quad n_{ц} \quad \square_{k} \quad n_k \quad \square_{x}$ $ц \quad k \quad x$							
$A_i = I_{tr_i} \cdot I_{tr_i} / R_{k(ho)}$							
$a_i = 0,377 \cdot R_{k(ho)} / I_{tr_i}$							

Промежуточная транспортная скорость V_{tr_1} при двух принятых транспортных

передачах представляет собой среднюю геометрическую величину между заданной максимальной транспортной скоростью ($V_{\text{тр}_{\max}}$) и высшей основной скоростью (V_{H_z}), т.е.

$$\boxed{V_{\text{тр}_1} = \sqrt{\frac{V_{\text{тр}_{\max}} + V_{H_z}}{2}} \quad (1.37)}$$

Передаточные числа трансмиссии транспортного ряда определяются по формуле

$$\boxed{I_{\text{тр}_j} = \frac{V_{\text{тр}_j}}{V_{H_z}} \quad (1.38)}$$

где j - номер транспортной передачи;

$I_{\text{тр}_z}$ - передаточное число высшей основной передачи.

Теоретическая скорость движения трактора на каждой из транспортных передач в зависимости от режимов работы двигателя подсчитывается по выше приведенной формуле 1.36.

В пояснительной записке следует изобразить принятую кинематическую схему трансмиссии с указанием шестерен, находящихся в зацеплении на каждой из передач основного и транспортного ряда. Результаты расчетов необходимо свести в таблицу 1.1.

Действительные передаточные числа коробки передач могут несколько отличаться от расчетных, потому что приходится округлять дробные значения чисел зубьев. Соответственно будут отличаться и передаточные числа трансмиссии, и расчетные скорости движения.

2.1.11 Определение параметров сцепления колес с поверхностью

Построение теоретической тяговой характеристики начинают с определения коэффициента сцепления колес с поверхностью

сательной силы тяги P_{K_i} (Н), которая определяется по формуле

$$P_{K_i} = M_e \cdot I_{\text{тр}_i} \cdot \frac{1}{R_{K(\text{но})}} \cdot M_e \cdot A_i,$$

где $A_i = I_{\text{тр}_i} \cdot I_{\text{тр}_i} / R_{K(\text{но})}$ - переводной коэффициент масштаба моментов

двигателя M_e в Нм в масштаб сил P_K в Н (см. табл. 2.2);

M_e - крутящий момент двигателя, изменяющийся от 0 до максимального значения (M_{max}), Нм.

Тяговая сила трактора на каждой из основных передач определяется по формуле

$$\begin{aligned} & \square P_{k_i} \\ & \square P_f, \end{aligned} \quad (1.40)$$

где P_{k_i} - сила тяги трактора для рассчитываемой (i) основной передачи,

Н;

$P_f \square f \square G_3$ - сила сопротивления качению, Н.

2.1.12 Расчет угла подъема и его влияние на эффективность

При построении тяговой характеристики принимают, что величина буксования движителей зависит только от тягового сопротивления и поэтому кривая буксования является общей для всех передач.

Построение кривой буксования может быть осуществлено аналитическим путем по следующей зависимости

$$\square \square b \square \square p \square d \square \square p^2,$$

где b и d - безразмерные коэффициенты для расчета буксования движите-

лей, зависящие от типа трактора (табл. Б.4);

p - относительная сила тяги трактора, определяемая по формуле

$$p \square P_{kp} / (C_k \square C_{dop} \square G_3),$$

где C

- коэффициент относительной силы тяги (см.табл. Б.4). Подсчет коэффициента буксования удобно проводить табличным способом, задаваясь различными значениями силы тяги в пределах $0,5 \cdot P_{kp_{min}} \dots P_{kp_{max}}$ (табл. 1.2).

Максимальная касательная сила тяги ($P_{kp_{max}}$, Н) определяется по формуле

$$P_{kp_{max}} \square P_{k_{max}} \square P_f,$$

где $P_{kp_{max}}$ - максимальная касательная сила тяги Н;

P_f - сила сопротивления качению трактора, Н ($P_f \square f \square G_3$).

Строится кривая буксования следующим образом: выбираются произвольные значения P_{kp} через определенный интервал (желательно выбрать не менее 8 точек)

от $0,5 \square P_{\text{кр}}^{\min}$ до $P_{\text{кр}}^{\max}$. Принятые значения P делятся на величину G . Для гусеничных и

$\begin{matrix} \text{кр} & \text{кр} \\ \text{кр} & \text{сц} \end{matrix}$

колесных тракторов со всеми ведущими колесами (4x4)

$G_{\text{сц}} \square G_{\mathcal{E}}$, для колесных трак-

торов с задними ведущими колесами (4x2) сцепной вес определяется по выражению $G_{\text{сц}} \square (0,80...0,85)G_{\mathcal{E}}$. Результаты подсчета величины буксования сводятся в таблицу 1.3.

Таблица 1.2 - Подсчет коэффициента буксования движителей

Элемент п одсчета	Сила тяги, Н			
	$0,5 \square P_{\text{кр}}^{\min}$	$P_{\text{кр1}}$...	$P_{\text{кр}}^{\max}$
$p \square P_{\text{кр}} / (\square_k \square C \square f_{\text{доп}} \square G)$				
p^2				
$b \square p$				
$d \square p^2$				
$\square b \square p \square d \square p^2$				

Таблица 1.3 - Подсчет величины буксования движителей

$P_{\text{кр}}, \text{Н}$	$0,5 \square P_{\text{кр}}^{\min}$	$P_{\text{кр1}}$	$P_{\text{махкр}}$
$G_{\text{сц}}, \text{Н}$				
$P_{\text{кр}} / G_{\text{сц}}$				
\square				

2.1.13 Анализ устойчивости трактора на склонах

Рабочие скорости движения трактора подсчитываются для каждой основной передачи с учетом величины буксования по формуле

$$V_{p_i} = V_{T_i} \cdot (1 - \eta)$$

где V_{p_i} – рабочая скорость для i передачи, км/ч;
 η – буксование движителей.

2.1.14 Определение влияния нагрузки на тяговые характеристики

Тяговая мощность трактора (N_{kp_i} , кВт) на каждой из основных передач определяется по формуле

$$N_{kp_i} = P_{kp_i} \cdot V_{kp_i} / 3600,$$

где P_{kp_i} - сила тяги трактора для рассчитываемой передачи, Н;

V_{kp_i}
- рабочая скорость рассчитываемой передачи, км/ч.

2.1.15 Моделирование рабочей нагрузки и её воздействия на трактор

Оценка топливной экономичности трактора осуществляется по величине удельного тягового расхода топлива

$$g_{kp_i} = G_T / 1000 N_{kp_i},$$

где

g_{kp_i}

- удельный тяговый расход топлива для рассчитываемой передачи, г/(кВт·ч);

G_T - часовой расход топлива, значения которого определяются из регуляторной характеристики двигателя, кг/ч.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХОЛОСТОГО ХОДА ТРАКТОРА

1.3.7.1 Частота вращения вала двигателя

Частота вращения вала двигателя при холостом движении трактора на коньтольной передаче определяется по формуле

$$n_{xd} = P_f \cdot R_{k(ho)} / (n_{xd} \cdot n_H)$$

\$

$$\frac{n_{xt_i}}{I_{tr_i}}$$

I_{tr_i}

η_{tr_i}

M_H

, (1.48)

где

n_{xt_i} - частота вращения вала двигателя при холостом движении трактора на i -ой передаче, об/мин.

1.3.7.2 Скорость движения трактора

Скорость холостого движения трактора (при $P_{kp_i} = 0$) определяется по

формуле

$$V_{x_i} = 0,377 \cdot R_{k(ho)} \cdot n_{xt_i} / I_{tr_i},$$

где V_{x_i} - скорость холостого движения трактора на контрольной передаче, км/ч.

1.3.7.3 Часовой расход топлива

Часовой расход топлива (G_{tx_i} , кг/ч) при холостом движении трактора определяется по формуле

$$G_{th} = n_{xd} \cdot G_{tx_d} \cdot n_h \cdot (G_{tx_d} \cdot G_{th}) / n_{xt_i}$$

$$G_{tx_i} = \frac{n_{xd} \cdot n_h}{n_{xd} + n_h}$$

. (1.50)

1.3.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО КПД ТРАКТОРА

Тяговый КПД трактора подсчитывается по формуле

$$\eta_{tag_i} = N_{kp_i} / N_e,$$

где N_{kp_i} и N_e - соответственно, тяговая мощность трактора и мощность двигателя, определяемые из табл. 1.4 или графиков тяговой характеристики. Проверка тягового КПД производится путем сравнения полученных результатов (табл. 1.4) с результатами подсчета по формуле

$$\eta_{tag} = \eta_{tr} \cdot \eta_f \cdot \eta_f,$$

где η_{tr}

η_f

- КПД трансмиссии;
 $\eta_{tr} = P_{kp} / P_k = (P_k - P_f) / P_k$
 ние;

- КПД, учитывающий потери мощности на качение

$$\eta_f = \eta_{tr} \cdot \eta_{f1} \cdot \eta_{f2} \cdot \eta_{f3}$$

- КПД, учитывающий потери мощности на буксование.

Таблица 1.4 - Расчет тяговой характеристики трактора

Двигатель	n , об.мин	n_m	n_1	n_2	...	n_h	n_{cp}

	M_e, Hm	M_{max}					M_h
	N_e, kW	N_m					N_h
	$G_t, kg\cdot ch$						
1 - я передача $a_1 =$ _____ $A_1 =$ _____ $n_{xt1} =$ _____	$V_{T_1}, km/ch$						
	P_{K_1}, H						
	P_{kp_1}, H						
	1 □ □						
	$V_{p_1}, km\cdot ch$						
	N_{kp_1}, kW						
	$g_{kp_1}, g/(kW\cdot ch)$						
	□ тяг 1						
2 - я передача $a_2 =$ _____ $A_2 =$ _____ $n_{xt2} =$ _____	$V_{T_2}, km/ch$						
	P_{K_2}, H						
	P_{kp_2}, H						
	1 □ □						
	$V_{p_2}, km\cdot ch$						
	N_{kp_2}, kW						
	$g_{kp_2}, g/(kW\cdot ch)$						
	□ тяг 2						
						
Z - я передача $a_z =$ _____ $A_z =$ _____	$V_{T_z}, km/ch$						
	P_{K_z}, H						
	P_{kp_z}, H						

$n_{XTZ} = \underline{\hspace{2cm}}$	1 <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
	V_{p_z} , км/ч					
	N_{kp_z} , кВт					
	g_{kp_z} , г/(кВт·ч)					
	$\square_{TЯГ_z}$					

Подсчет тягового КПД (табл. 1.5) обычно производится для максимальных тяговых мощностей ($N_{kp_{i_{max}}}$) соответствующих зоне перегрузки, для мощности низшей передачи при максимальном крутящем моменте ($N_{kp_{i_M}}$) и мощности высшей передачи $N_{kp_z} \leq 0,4 N_{kp_{z_{max}}}$.

Таблица 1.5 - Результаты подсчета тягового КПД

Элемент подсчета	$N_{kp1_{max}}$	$N_{kp1_{max}}$	$N_{kp2_{max}}$	$N_{kp3_{max}}$...	$N_{kpz_{max}}$	N
<input type="checkbox"/> tr							
<input type="checkbox"/> f $(P_k - P_f) / P$							
<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>							
<input type="checkbox"/> tr <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>							

Результаты подсчетов тягового КПД по формулам 1.51 и 1.52 должны совпадать.

Отклонения результатов не должно превышать 5 %.

После подсчета основных параметров тяговой характеристики производится ее построение по одному из двух рассмотренных методов.

ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Для наглядного представления о тяговых и экономических качествах трактора необходимо строить тяговую характеристику, которая является основным техническим документом и широко используется для исследовательских и эксплуатационных расчетов.

Тяговой характеристикой называют график показывающий изменение буксования ведущих органов (\square), рабочей скорости движения (V_p), тяговой мощности (N_{kp}), удельного тягового расхода топлива (g_{kp}) и тягового КПД (\square_{tug}) в зависимости от силы тяги на крюке (P_{kp}), начиная от холостого хода трактора (без нагрузки) до полной его загрузки на разных передачах и для определенных условий работы (фонов).

Тяговую характеристику, построенную по расчетным данным, называют теоретической. Существует много методов построения теоретической тяговой характеристики. Наиболее удобными и наглядными являются четырех- и двухоктантный методы построения теоретических тяговых характеристик.

Тяговая характеристика трактора строится для основных рабочих передач. Для этого на листе бумаги формата А1 наносятся оси координат, делящие лист (рис. Б.3) на четыре четверти.

Построение нижней левой четверти характеристики.

В этой четверти по данным табл. 1.4 строится регуляторная характеристика двигателя в функции от крутящего момента M_e . Для этого в принятом масштабе по оси ординат вниз откладываются значения крутящих моментов от нуля до M_{max} , а по оси абсцисс влево от нуля (точка «О») наносятся шкалы частоты вращения коленчатого вала двигателя n , его мощности N_e , часового G_t и удельного g_e расходов топлива.

На полученном графике регуляторной характеристики выделяется рабочая зона в интервале от $0,75 N_{e_H}$ до M_{max} . Выделенную рабочую зону разбивают на интервалы, обозначенные на рис. Б.3 цифрами «1, 2, 3, 4, 5», через которые проводят линии, параллельные оси абсцисс.

Построение нижней правой части характеристики.

В этой четверти характеристики строится зависимость касательных сил P_k на основных передачах от крутящего момента M_e двигателя, т.е. $P_k \square f(M_e)$. Для этого на оси абсцисс наносится шкала касательных сил от точки «О» до $P_{K1_{max}}$ на первой передаче. Центр «О'» располагается левее точки «О» на величину P_f сопротивления

качению, откладываемую в масштабе \square_p силы P_k .

Сила сопротивления качению P_f определяется для принимаемых условий, характеризуемых коэффициентом f сопротивления качению трактора.

Максимальная касательная сила тяги $P_{K_{max}}$ трактора определяется по формуле

1.39. Зависимость касательной силы тяги P_k от момента двигателя M_e носит линейный характер $P_{K_i} \square A_i \square M_e$. Поэтому для построения графика достаточно определить касательные силы на каждой передаче для любого значения момента и полученные результаты отложить на горизонтальной линии в принятом масштабе \square_p . На рис. Б.3

дан пример построения касательной силы для максимального значения момента

M_{max} (точки «*b*, *d*, *f*»). Полученные расчетные точки соединяются лучами с точкой «*O'*». Вертикальные прямые, проведенные через точки пересечения лучей с горизонтальными линиями, указывают рабочие зоны кривых тяговой характеристики в правой верхней четверти графика.

Построение верхней левой четверти характеристики.

В этой четверти строится зависимость изменения теоретической скорости V_{T_i}

трактора от частоты вращения n коленчатого вала двигателя на различных передачах.

Эта зависимость имеет линейный характер ($V_{T_i} \square a_i \square n$) с началом в точке «*O*». Вторые точки лучей определяются по номинальной частоте вращения коленчатого вала для всех основных передач по формуле 1.48.

Значения скоростей откладывают в виде точек 9, 10, 11 на вертикальной линии, проведенной через точку n_H , в выбранном масштабе скоростей \square_v , км/ч в мм.

Точки 9, 10, 11 соединяют с центром «*O*». Полученные лучи и являются графиками теоретических скоростей. Максимальные скорости определяются степенью загрузки двигателя (точки пересечения $P_k \square f(M_e)$ с осью ординат OM_e) и являются скоростя-

ми холостого движения трактора.

Построение верхней правой части характеристики.

В этом квадранте строятся кривые непосредственно относящиеся к тяговой характеристике. Начало координат располагается в точке «О». По оси абсцисс вправо

наносится шкала силы тяги P_{kp} , в том же масштабе. По оси ординат наносятся шкалы:

буксования \square , рабочей скорости V_{p_i} , тяговой мощности N_{kp} , удельного тягового расхода топлива g_{kp} и тяговый КПД трактора \square_{tayg} .

По результатам таблицы 1.2 или 1.3 строится зависимость буксования в функции от силы тяги трактора. Построение остальных графиков ($V_p, N_{kp}, g_e, \square_{tayg}$) производится по результатам таблицы 1.4 в зависимости от силы тяги трактора. Следует иметь ввиду, что если КПД трансмиссии для разных передач неодинаков, то тяговый КПД строится для каждой передачи отдельно, а затем проводится огибающая кривая потенциальных тяговых КПД трактора. Если КПД трансмиссии для всех передач одинаковы, то тогда строится одна зависимость тягового КПД, т.к. в этом случае он не зависит от номера передачи, на которой работает трактор.

ДВУХОКТАНТНЫЙ МЕТОД

Тяговая характеристика трактора строится также только для основных рабочих передач (рис. Б.4). Для этого лист формата А1 делится на две части. В нижней части, которая составляет приблизительно 1/3 часть листа, строится регуляторная характеристика, в верхней - тяговая характеристика.

Построение нижней части характеристики.

Регуляторная характеристика строится в функции от крутящих моментов, развиваемых двигателем, и одновременно в функции от касательных сил тяги, развивающихся трактором. Оба указанных параметра откладываются по оси абсцисс характеристики и связываются между собой переводными масштабными коэффициентами (формула 1.39). Для построения регуляторной характеристики используются данные таблицы 1.1. Из начала координат «О'» откладываются вправо по оси абсцисс в принятом

масштабе значения касательных сил тяги P_k . Оси ординат параметров проводятся вниз от точки «О'». Под осью абсцисс P_k наносятся вспомогательные переходные

масштабные шкалы крутящих моментов двигателя M_e , отдельно для каждой передачи. Для этого определяются касательные силы тяги, соответствующие крутящим моментам M_{e_h} и M_{max} на разных передачах, для чего указанные моменты умножаются на соответствующие значения переводных коэффициентов A_i .

Найденные значения

P_k - попарно для каждой передачи в отдельности - находятся на оси абсцисс и соответствующие им точки сносятся вниз, располагая их на разных уровнях. Через каждую пару точек проводятся горизонтали, которые являются масштабными шкалами крутящих моментов двигателя.

Зависимости параметров (N_e, G_T, n_e) строятся для каждой передачи по своей масштабной шкале, поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых равно числу передач.

Центр пучка кривых N_e находится в начале координат « O' », вершины кривых лежат на горизонтали, ордината которых представляет (в принятом масштабе) номинальную мощность двигателя N_h . Центр пучка кривых n расположен на оси ординат в точке, соответствующей холостой частоте вращения вала двигателя, а переходные точки лежат на горизонтали, соответствующей номинальной частоте вращения вала двигателя n_h . Центр пучка G_T находится на оси ординат, соответствующей часовому расходу топлива G_{T_h} при холостой работе двигателя, ордината горизонтальной прямой, проходящей через их вершины представляет собой максимальный часовой расход топлива $G_{T_{max}}$.

Отрезки кривых, соответствующие регуляторной зоне характеристики двигателя, имеют линейный характер. Все кривые безрегуляторной зоны должны быть построены минимум по пяти точкам и заканчиваться при максимальном значении крутящего момента $M_{e_{max}}$.

Построение верхней части тяговой характеристики.

Здесь находятся кривые, непосредственно относящиеся к тяговой характеристике. Начало координат располагается в точке «O□», которая находится справа от точки "O" на расстоянии, изображающем в принятом масштабе для оси абсцисс, сопротивление качению трактора P_f . Таким образом, на оси абсцисс верхней части характеристики отложены значения P_k □ P_f □ P_{kp} - тяговых усилий на крюке трактора. Оси параметров рассматриваемой части характеристики проводятся от точки «O» вверх.

Построение кривой буксования движителей производится по результатам таблицы 9.2 или 9.3. Так как буксование зависит только от силы тяги трактора, то строится одна кривая для всех основных передач. Все остальные кривые тяговой характеристики (V_p , N_{kp}, g_{kp}) строятся отдельно для каждой передачи трактора по результатам

таблицы 9.4 в зависимости от силы тяги трактора. При этом масштабы параметров и расположение кривых необходимо выбирать таким образом, чтобы поле верхней части листа было рационально использовано.

Построение всех перечисленных кривых должно заканчиваться в точках, относящихся к значениям M_{max} на соответствующих каждой из передач масштабных шкалах. В зонах от M_{max} до 0,75 M_h рекомендуется вести расчеты не менее чем для шести значений P_{kp} , выбирая их таким образом, чтобы возможно точнее установить точки перегиба кривых N_{kp} (значения N_{kpmax}) на каждой передаче. Кривые g_{kp} должны заканчиваться слева, примерно в точках, соответствующих 0,4 N_{kpmax} на относящихся к ним передачам. Построение зависимости изменения ся аналогично рассмотренному ранее методу.

□_{тяг}

АНАЛИЗ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА С ЭЛЕМЕНТАМИ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для оценки показателей трактора полученную тяговую характеристику необходимо проанализировать. Для этого необходимо рассмотреть изменение показателей в зависимости от тяговой нагрузки и других условий работы.

При анализе тяговой характеристики необходимо рассмотреть значения параметров по передачам для максимальной тяговой мощности и максимального тягового усилия, выявить более экономичные зоны работы трактора, объяснить закономерности изменения параметров тяговой характеристики. Полученные параметры проектируемого трактора необходимо сравнить с

параметрами трактора-прототипа, теоретически обосновать факторы, которые позволили бы получить более высокие технико-экономические показатели.

Каждый студент обязан сделать сравнительный анализ (обосновывая формулами, графиками, таблицами) полученных данных и имеющихся у прототипа по следующим параметрам: эффективной мощности N_e , тяговой мощности N_{kp} , скорости движения V_p , тягового КПД $\eta_{тяг}$, удельного тягового расхода топлива g_{kp} .

2.2 РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

2.2.1 РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Требуемая номинальная мощность двигателя для полностью груженного автомобиля при его движении с установленвшейся максимальной скоростью (V_{max}) в заданных дорожных условиях (□) определяется по формуле

где N_h - номинальная мощность двигателя автомобиля, кВт;

@ V_{\max} - заданная максимальная скорость движения автомобиля, км/ч;

□ □₂ - вес автомобиля с грузом, Н;

G_a G_o G_{rp} ,

G_o - вес порожнего автомобиля, Н;

@ $G_{\text{пр}}$ - заданная грузоподъемность автомобиля, Н.

Вес рассчитываемого порожнего автомобиля определяется исходя из характеристики автомобиля-прототипа:

$$G_o \quad \square G_{rp} \quad \square$$

где $G_{опр}$ - вес порожнего автомобиля-прототипа, Н;
 # $G_{грпр}$ - грузоподъемность автомобиля-прототипа, Н.
 @ \square - приведенный коэффициент
 дорожного сопротивления; # К-
 коэффициент обтекаемости ($K = 0,50...0,75$
 $N \cdot c^2/m^4$);
 F - площадь лобового сопротивления автомобиля, m^2 ;
 $F \square B \square H$,
 # где B - колея автомобиля-прототипа, м;
 # H - габаритная высота автомобиля-прототипа, м;
 $\square_{трz}$ - механический КПД трансмиссии на высшей
 передаче, учитывающий
 потери мощности в трансмиссии, теоретически
 подсчитывается по следующей зависимости
 $\square_{ц} \square_{к} \square_{трz} \square_{нц} \square_{нк} \square_{х}$,
 # где $\square_{ц}$, $\square_{к}$ - соответственно, КПД цилиндрической и конической
 пар шестерен, ко-
 торые находятся в следующих пределах: $\square_{ц} =$
 $0,985...0,990$; $\square_{к} = 0,975...0,980$. При расчетах
 обычно принимается $\square_{ц} = 0,985$; $\square_{к} = 0,975$;
 # $\square_{ц}$, $\square_{к}$ - соответственно, число цилиндрических и конических
 пар шестерен, на-
 ходящихся в зацеплении при передаче мощности
 через трансмиссию на данной передаче при принятой
 кинематической схеме;
 # $\square_{х}$ - КПД, учитывающий потери мощности на холостом
 ходу, принимаемый
 равным 0,96;
 Для определения числа пар цилиндрических и конических шестерен
 необходимо рассмотреть кинематическую схему трансмиссии
 автомобиля-прототипа и вычертить принятую схему трансмиссии в
 соответствии с заданным числом передач. Для всех рассматриваемых
 автомобилей используется одна коническая пара шестерен, количество
 цилиндрических пар шестерен зависит от номера
 передачи (табл. В.1).

2.2.2 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ИЛИ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

На автомобилях устанавливаются дизельные и карбюраторные двигатели. В зависимости от типа установленного на автомобиль двигателя рассчитывается соответствующая характеристика.

2.2.3 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Регуляторная характеристика дизельного двигателя строится по эмпирическим формулам только для безрегуляторной зоны в пределах частот вращения от минимальной ($n_o = 400$ об/мин) до номинальной (n_h , об/мин), которая принимается исходя из теплового расчета двигателя.

2.2.3.1 Мощность двигателя

Текущее значение мощности двигателя для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$N_{ex} = N_h \cdot \left[a \cdot \left(\frac{n_x}{n_h} \right) + b \cdot \left(\frac{n_x}{n_h} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_x}{n_h} \right)^3 \right]$$

где N_{ex} - текущее значение мощности, кВт;

a, b, c - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (табл. В.2);

n_x - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; # n_h - номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

Значения n_x выбираются произвольно через определенный интервал (100, 200,

300 и др.), но так, чтобы число полученных точек характеристики было не менее семи.

Значение n_h берется по заданию.

В регуляторной зоне характеристики мощность изменяется по линейной зависимости от N_h (при n_h) до $N_e = 0$ (при n_{xd}).

Частоту вращения вала двигателя при его холостой работе (n_{xd} , об/мин) определяют по формуле

$$n_{xd} = (1 - \eta_p) \cdot n_h,$$

где η_p - коэффициент неравномерности регулятора, принимаемый по двигателя-лю-прототипу в пределах 0,07...0,08.

2.2.3.2 Крутящий момент двигателя

Текущее значение крутящего момента двигателя определяется по формуле

$$M_{ex} = 9554 \cdot N_{ex} / n_x ,$$

где M_{ex} - крутящий момент двигателя, Нм.

Крутящий момент в контрольной точке $\$$ (M_{ey}) определяют по той же зависимости

сти, но для соответствующих значений мощности и частоты (M_{ey} и n_y).

Частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, определяется по формуле

$$\$ n_x(M_{max}) = n_M = n_H = b / (2c) ,$$

где $n_x(M_{max})$ - частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин.

Максимальный крутящий момент (для частоты n_M) будет равен

$$\$ M_{max} = \frac{M_H \cdot a \cdot b^2}{(4 \cdot c) \cdot 9554 \cdot (N_H \cdot n_H) \cdot a \cdot b^2} , \quad (2.10)$$

где

M_H

- максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

2.2.1.3. Удельный расход топлива

Текущее значение удельного расхода топлива двигателем для различных частот

вращения вала определяется по формуле

$$g_{ex} = g_H = \frac{a_1 \cdot b_1 \cdot (n_x / n_H) \cdot c_1 \cdot (n_x / n_H)^2}{1} , \quad (2.11)$$

где g_{ex}

@ g_H

- текущее значение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч);

- удельный расход топлива, соответствующий номинальному режиму, г/(кВт·ч). Это значение берется из задания;

a_1, b_1, c_1 - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (прил. табл. В.2).

Частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива, определяется по формуле

$$\frac{n_x(g_{e_{\min}})}{n_H} = \frac{b_1}{(2 + c_1)} \quad (2.12)$$

где

$n_x(g_{e_{\min}})$

- частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива, об/мин.

Минимальный удельный расход топлива определяется по формуле

$$\frac{g_{e_{\min}}}{g_H} = \frac{[a_1 - b^2]}{(4 + d_1)} \quad (2.13)$$

где

$g_{e_{\min}}$

- минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

Удельный расход топлива при холостой работе двигателя стремится к бесконечности. Для построения регуляторной ветви удельного расхода

топлива определяют

промежуточные его значения между частотами вращения n_H

и n_{x_d} , после определения промежуточного значения часового расхода топлива в регуляторной зоне.

2.2.1.4 Часовой расход топлива

Текущее значение часового расхода топлива определяется по текущим значениям удельного расхода топлива и мощности двигателя

$$G_x = G_{T_x} \cdot 10^{-3} \cdot g_x \quad (2.14)$$

где G_{T_x}

- текущее значение часового расхода топлива, кг/ч.

В регуляторной зоне часовой расход топлива изменяется по линейному закону. При этом часовой расход топлива для холостой работы двигателя определяется по формуле

$G_{T_{xd}}$

$$\begin{aligned} & \square C_{x_p} \\ & \square G_{t_h}, \end{aligned} \quad (2.15)$$

где $G_{t_{\text{ход}}}$ - часовой расход топлива при холостой работе двигателя, кг/ч;

C_{x_p} - коэффициент часового расхода топлива для холостого режима, который находится в пределах 0,25...0,35.

Уравнение изменения часового расхода топлива в регуляторной зоне имеет следующий вид

$$\begin{aligned} & T \quad G \square_x \\ & \square A_g \square B_g \square n \square_x, \quad (2.16) \\ & G_T \square n_x \square G_T \square n_H \\ & G_T \square G_T \\ & \text{где } A_g \\ & \square \frac{n \quad d \quad x_d}{\square}, \\ & B_g \square \frac{x_d \quad n}{\square}, \\ & n_{x_d} \square n_H \\ & n_{x_d} \square n_H \end{aligned}$$

здесь

$$G \square_x, n \square_x$$

- соответственно текущее значение часового расхода топлива (кг/ч) и частоты вращения вала двигателя (об/мин) при работе в регуляторной зоне.

2.2.1.5 Построение регуляторной характеристики двигателя

Определение текущих значений параметров регуляторной характеристики дизельного двигателя рекомендуется проводить в табличной форме (табл. 2.1).

Таблица 2.1 - Форма таблицы для расчета регуляторной характеристики дизеля

Элемент Подсчета	Частота вращения вала двигателя в зонах, об/мин						
	без регуляторной					регуляторной	
	n_o	n_1	...	n_m	...	n_H	n_{cp}
(n_x / n_H)							-
$(n_x / n_H)^2$							-
$(n_x / n_H)^3$							-
$a \square (n_x / n_H)$							-
$b \square (n_x / n_H)^2$							-
$A_1 \square a \square (n_x / n_H) \square b \square (n_x / n_H)$							-

$)^2$						
$A_2 \square \propto \square (n_x - n_h)^3$						-
$A_n \square A_1 \square A_2$						-
$N_{ex} \square N_h \square A_n, \text{кВт}$			N_m		N_h	-
$M_{ex} \square 9554 \square N_{ex}/n_x, \text{Нм}$			M_{max}		M_{eh}	
$b_1 \square (n_x - n_h)$						-
$B_1 \square a_1 \square b_1 \square (n_x - n_h)$						-
$B_g \square B_1 \square c_1 \square (n_x - n_h)^2$						-
$g_{ex} \square g_h \square B_g, \text{Г (кВт \square ч)}$					g_h	
$G_{tx} \square 10^3 \square g_{ex} \square N_{ex}, \text{кг/ч,}$					G_{th}	

По полученным данным строятся характеристики $\square N_e, M_e, G_t, g_e$ гателей от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

$\square f(n) \square$

дви-

Для построения характеристик на горизонтальной оси откладывают значения

частоты вращения вала двигателя в пределах $n_o \dots n_{x_d}$, на вертикальных осях - значение мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива.

Значение n_{cp}

подсчитывается как среднее значение между n_h

и n_{x_d} .

Для соответствующих значений частоты вращения откладывают расчетные текущие значения параметров и соединяют их плавными линиями.

2.2.4 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя рассчитывается по эмпирическим формулам, которые используются для расчета безрегуляторной зоны дизельного двигателя. При этом расчет скоростной характеристики ведется для всего

скоростного предела - от минимальной ($n_o = 500$ об/мин) до максимальной

$(n_{max}$

$\square 1,2 \square n_h)$ частоты.

Относительную координату расчетной точки (\square), которая задается преподавателем, можно брать в более широком диапазоне по сравнению с дизелем, а именно

$\square\square 1.2$. Определение текущих значений параметров скоростной характеристики карбю-раторного двигателя рекомендуется проводить в табличной форме (табл. 2.2).

Таблица 2.2 - Форма таблицы для расчета скоростной характеристики карбюраторного двигателя

Элемент Подсчета	Частота вращения вала двигателя в зонах, об/мин						
	без регуляторной					регуляторной	
	n_o	n_1	...	n_m	...	n_h	n_{cp}
(n_x / n_h)							-
$(n_x / n_h)^2$							-
$(n_x / n_h)^3$							-
$a \square (n_x / n_h)$							-
$b \square (n_x / n_h)^2$							-
$A_1 \square a \square (n_x / n_h) \square b \square (n_x / n_h)^2$							-
$A_2 \square c \square (n_x / n_h)^3$							-
$A_n \square A_1 \square A_2$							-
$N_{ex} \square N_h \square A_n$, кВт					N_m	N_h	-
$M_{ex} \square 9554 \square N_{ex} / n_x$, Нм					M_{max}	M_{ex}	
$b_1 \square (n_x / n_h)$							-
$B_1 \square a_1 \square b_1 \square (n_x / n_h)$							-
$B_g \square B_1 \square c_1 \square (n_x / n_h)^2$							-
$g_{ex} \square g_h \square B_g / \Gamma$ (кВт \square)						g_h	
$G_{tx} \square 10^3 \square g_{ex} \square N_{ex} / \Gamma$ кг						G_{th}	
ч,							

По полученным данным строится скоростная характеристика двигателя от частоты вращения коленчатого вала $\square N_e, M_e, G_t, g_e \square f(n) \square$.

Построение скоростной характеристики карбюраторного двигателя осуществляется аналогично построению регуляторной характеристики дизеля. Частоты вращения

вала двигателя находятся в пределах $n_o \dots n_{max}$. Значение n_{cp} подсчитывается как среднее значение между n_h и n_{max} .

2.2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

2.2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Передаточное число главной передачи находится из формулы для определения теоретической скорости движения автомобиля на высшей передаче, когда скорость автомобиля максимальная

$$I_o = 0,377$$

$$\frac{n_h \cdot R_k}{V_{max} \cdot I_{kz}},$$
(2.17)

где I_o - передаточное число главной передачи;

R_k - расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м;

$$R_k = 0,0254 (0,5 \cdot d \cdot K_{yc} \cdot B_{sh}),$$

(2.18)

где d - наружный диаметр обода колеса, дюйм;

K_{yc} - коэффициент усадки шины ($K_{yc} = 0,80 \dots 0,90$);

B_{sh} - ширина профиля шины, дюйм.

V_{max} - максимальная скорость движения автомобиля (по заданию), км/ч;

I_{kz} - передаточное число коробки передач, при движении на высшей передаче

(при наличии прямой передаче $I_{kz} = 1$).

2.3.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ 1 ПЕРЕДАЧИ

Передаточное число коробки передач (КП) определяется

д

ля 1 передачи и должно удовлетворять двум условиям:

- обеспечивать преодоление повышенных дорожных сопротивлений

$$\frac{P_{K_{max}}}{G_a} = P_{C_{sq}},$$
(2.19)

- не вызывать повышенное буксование ведущих колес автомобиля

$$P_{K_{max}} = P_{C_{sq}}.$$

По первому условию передаточное число коробки передач будет равно

(2.20)

$$I_k = \frac{e \cdot G_a \cdot R_k}{M}; \quad (2.20)$$

по второму условию

M

$$I_o \cdot I_{tp}$$

$$I_k = \frac{I_o \cdot I_{tp}}{M_e} \cdot \frac{G_a \cdot R_k}{\max(1, I_o \cdot I_{tp})}. \quad (2.21)$$

В связи с этим передаточное число 1 передачи должно находиться в следующих

пределах $I_{k1} \leq I_k \leq I_{k2}$ и определяется по следующей зависимости

$$I_k = I_{k1} \cdot$$

$$e \cdot (I_{k1} \cdot$$

$$I_{k2}),$$

(2.23)

где e - коэффициент передаточного числа 1 передачи, $e = 0 \dots 1$
(рекомендуется $e = 0,80 \dots 0,95$);

K_d
- динамический коэффициент нагрузки ведущих колес
 $K_d = K_{ket}$, (2.24)
 $= 1,1 \dots 1,3$ - коэффициент увеличения нагрузки ведущих колес;

2.3.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАМЕНАТЕЛЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ

Знаменатель геометрической прогрессии определяется по следующей зависимости #

$$q = I_{k1}$$

$$I_z^{1/(z-1)} \quad / \quad k$$

(2.26)

где I_{k_z} - передаточное число коробки передач на высшей передаче (если

высшая передача прямая $I_{k_z} = 1$),
@ z - число передач.

2.3.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Передаточные числа коробки передач для каждой передачи при условии построения ряда передач по закону геометрической прогрессии определяются по следующей зависимости

$$\begin{aligned} \text{для 2 передачи } & / I_k \square I_k q, \\ \text{для 3 передачи } & I_k \square I_{k_2} / q, \\ & \dots \dots \dots \dots \dots \\ \text{для } z \text{ передачи } & / I_{k_z} \square I_{k(z-1)} q. \end{aligned}$$

2.3.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ ПО ПЕРЕДАЧАМ

Определение передаточных чисел трансмиссии для каждой передачи осуществляется по следующим зависимостям

для 1 передачи

для 2 передачи

$$\begin{aligned} I_{tp_1} \\ I_{tp_2} \\ \square I_o \square I_{k_1}, \\ \square I_o \square I_{k_2}, \\ \dots \dots \dots \dots \dots \end{aligned}$$

$$\text{для } z \text{ передачи } I_{tp_z} \square I_o \square I_{k_z}.$$

2.3.6 РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРОЖНЕГО АВТОМОБИЛЯ

Динамическая характеристика порожнего автомобиля строится по значениям динамического фактора для каждой передачи, который определяется по следующей зависимости

$$D_{o_z} = M_{e_x} \cdot A_{d_z} - B_{d_z} \cdot V_{z_x}^2, \quad (2.29)$$

M_{e_x} - текущее значение момента двигателя для различных частот вращения коленчатого вала (n_x), Нм;

V_{zx} - текущее значение скорости движения машины (для z-ой передачи), км/ч;

где

$$a_z = 0,377 \frac{R_k}{V_{zx}} I_{tr_z} / a_z n_x, \quad (2.30)$$

- скоростной коэффициент.

n_x - текущее значение частоты вращения вала двигателя, которое

берется в пределах: для дизельного двигателя от n_o до n_{cp} ; для

карбюраторного - от

n_o до n_{max} .

Результаты расчета динамической характеристики автомобиля сводятся в таблицы 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3 - Расчет показателей трансмиссии

Показатели	№ передачи		
	1	2	...
Передаточное число коробки передач, I_{k_z}			
Передаточное число трансмиссии, I_{tr_z}			
К-во цилиндрических пар шестерен, $n_{ц}$			
К-во конических пар шестерен, n_k			
КПД трансмиссии, $\eta_{tr} = \eta_{ц} \eta_{к} \eta_{x}$			
Силовые коэффициенты: $A_{d_z} = I_{tr_z} \eta_{tr} (R_k G_o)$ $, B_{d_z} = K F (13 G_o)$			
Скоростной коэффициент: $a_z = 0,377 \frac{R_k}{V_{zx}} I_{tr_z}$			
Коэффициент оборотности: $\eta_{об_z} = 1 a_z$			

2.3.7 ПОСТРОЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

По данным таблицы 2.4 строят кривые динамической характеристики на каждой из передач, для чего на нижней оси абсцисс наносится шкала скоростей, на левой оси ординат -

шкала динамического фактора (D_o) для порожнего автомобиля. Коэффициент нагрузки для порожнего автомобиля представляет собой отношение силы веса полностью груженого автомобиля (автопоезда) к весу порожнего автомобиля

Таблица 2.4 - Расчет динамической характеристики автомобиля

Частота вращения, n_x , об/мин	n_o	...	n_h	n_{cp}	V
Момент двигателя, M_{ex} , Нм					
I передача ($A_{d1} = \underline{\hspace{2cm}}$, $B_{d1} = \underline{\hspace{2cm}}$)					
Скорость движения, V_{1x}	V_{1min}				
Текущие показатели: $A_{d1} \square M_{ex}$ $B_{d1} \square V^2$ $1x$					
Динамический фактор: $D_{o1} \square A_{d1} \square M_{ex} \square B_{d1} \square V^2$ $1x$					
II передача ($A_{d2} = \underline{\hspace{2cm}}$, $B_{d2} = \underline{\hspace{2cm}}$)					
Скорость движения, V_{2x}	V_{2min}				
Текущие показатели: $A_{d2} \square M_{ex}$ $B_{d2} \square V^2$ $2x$					
Динамический фактор: $D_{o2} \square A_{d2} \square M_{ex} \square B_{d2} \square V^2$ $2x$					
.....					
Z передача ($A_{dz} = \underline{\hspace{2cm}}$, $B_{dz} = \underline{\hspace{2cm}}$)					
Скорость движения, V_{zx}	V_{zmin}				
Текущие показатели: $A_{dz} \square M_{ex}$ $B_{dz} \square V^2$ zx					
Динамический фактор: $D_{oz} \square A_{dz} \square M_{ex} \square B_{dz} \square V^2$ zx					

* - берется для автомобиля с карбюраторным двигателем.

т.е. динамической характеристики, используемой для автомобилей с различной величиной перевозимого груза, в верхней части проводится вторая ось абсцисс и на ней наносится шкала коэффициента нагрузки автомобиля «Г». Масштаб

динамического фактора на каждой из шкал коэффициента нагрузки прямо пропорционален его величине. Поэтому лучи, проходящие через одинаковые значения динамического фактора, делают диаграмму универсальной.

По динамической характеристике автомобиля следует определить: максимальную скорость движения автомобиля (автопоезда) с заданным коэффициентом нагрузки Γ на горизонтальной дороге, характеризуемой приведенным коэффициентом дорожного сопротивления (по условию задания) и с отклонением в ту и другую стороны на $\pm 0,01$; максимальный динамический фактор на высшей и низшей передачах; величину максимального подъема груженного и порожнего автомобиля при движении по асфальтовому шоссе и по сухой грунтовой дороге.

2.2.12 Построение профиля скорости автомобиля в зависимости от времени

Топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути и подсчитывается по формуле

$$Q_s = \frac{g_{e_z} N_{e_z}}{10 V_{z_x} \rho_t},$$

где Q_s - путевой расход топлива, л/(100км);

g_{e_z} - удельный расход топлива для рассматриваемого скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, г/(кВт·ч);

ρ_t - плотность топлива, кг/л (для бензина $\rho_t = 0,725$ кг/л, для дизельного топлива $\rho_t = 0,825$ кг/л);

N_{e_z} - мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля в заданных условиях, кВт;

$$N = \frac{G_O \Gamma \rho_t V_z}{3600 \rho_{tr_z} K F V^3}$$

$$= \frac{13 \rho_{tr_z} V_z}{3600 K F}$$

, (2.32)

где G_o - вес порожнего автомобиля, H ;
 @ Γ - коэффициент нагрузки автомобиля
 G_o \square ;

@ \square_3 - приведенный коэффициент дорожного сопротивления для расчета экономической характеристики;

V_{zx} - скорость движения машины для соответствующей передачи при заданных \square_3 и Γ , км/ч.

Для упрощения вычислений расчет путевого расхода топлива можно осуществлять табличным способом с учетом формул 2.31 и 2.32 по следующей зависимости

где $A_q = \frac{G_o \cdot \Gamma \cdot \eta_{\vartheta}}{36000 \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_T}$,
 $B_q = \frac{K \cdot F}{z_x}$ - текущие показатели путевого расхода топлива.

$\frac{z}{z} = 130 \frac{\text{м}}{\text{м}^3} \cdot 3600 \frac{\text{м}^3}{\text{т}} \cdot \frac{\text{т}}{\text{т}} = 468000 \frac{\text{м}^3}{\text{т}}$

режимов работы двигателя (ge_{\square} , г/(кВт.ч)) определяется по следующей зависимости

$$\boxed{g_n} \boxed{K_n} \boxed{K_N}, \quad (2.35)$$

где K_n , K_N - коэффициенты, учитывающие влияние на номинальный удельный

расход топлива соответственно скоростного (n_{zx} / n_h) и нагрузочного ($N_{e\square} / N_{ex}$) режимов.

Значения коэффициентов K_n , K_N могут быть определены из графиков

$K_n \square f(n_{Z_x} / n_H)$ и $K_N \square f(n_{e_{\square}} / n_{e_x})$ или по эмпирическим зависимостям аппроксимирована

ЧИСЛЫ

графиков:

- скоростной коэффициент для дизельного и карбюраторного двигателей

$$\begin{aligned}
 & K_n = 1,254 \frac{1}{n_{Z_x}} 0,929 \frac{1}{n_H} \frac{1}{n_{Z_x}} 0,690 \frac{1}{n_H} \frac{1}{n_{Z_x}} ; \\
 & - \text{ мощностной коэффициент для дизельного двигателя} \\
 & K_N = 1,94 \frac{1}{N_{e_x}} 2,52 \frac{1}{N_{e_x}} \frac{1}{N_{e_x}} 1,56 \frac{1}{N_{e_x}} \frac{1}{N_{e_x}}^2 ; \\
 & - \text{ мощностной коэффициент для карбюраторного двигателя} \\
 & K_N = 2,63 \frac{1}{N_{e_x}} \frac{1}{N_{e_x}} \frac{1}{N_{e_x}}^2, \quad (2.38) \quad e
 \end{aligned}$$

где n_{Z_x} - текущие значения частоты вращения вала двигателя для рассчитываемой передачи, об/мин,

$$n_{Z_x} = V_{Z_x} / \omega_z;$$

n_H - номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин;

N_{e_z} - мощность двигателя, необходимая для

движения автомобиля в заданных условиях, кВт;

N_{e_x} - развивающаяся мощность двигателя, которая определяется по регуляторной или скоростной характеристикам.

Результаты расчета экономической характеристики автомобиля сводятся в таблицу 2.5.

Наивысшая передача, на которой возможно движение автомобиля для заданных условий (приведенного коэффициента дорожного сопротивления Γ , и коэффициента нагрузки «Г»), может быть определена аналитически исходя из следующих условий:

$$\begin{aligned}
 & D_{0z} = \frac{1}{\Gamma_{\text{расч.}}} \frac{1}{\Gamma} \Gamma \text{ или} \\
 & M_e = \frac{1}{\Gamma_{\text{тр}}} \frac{1}{\Gamma_{\text{тр}}} K \frac{1}{F} \frac{1}{V^2} \\
 & \frac{\max}{z} \frac{z}{z} \frac{z}{z_x} \frac{z}{\Gamma} \Gamma . \\
 & R_k = G_0 \quad 13 = G_0
 \end{aligned}$$

По рассчитанным и построенным зависимостям $D_0 = f(V)$ и $Q_s = f(V)$ необходимо определить наиболее экономичные скорости движения автомобиля при различных дорожных сопротивлениях. Сравнить полученные результаты расчета автомобиля со справочными данными автомобиля-прототипа и сделать соответствующие выводы.

Таблица 2.5 - Расчет топливной экономичности автомобиля

$\Gamma_{\text{расч.}} = \text{_____}$, передача _____ , ($A_{qz} = \text{_____}$, $B_{qz} = \text{_____}$)			
Скорость движения, V_z , км/ч	$V_{Z_{\min}}$

Частота вращения, n_{z_x} , об/мин	$n_{e_{min}}$				
Значения величины (n_{z_x} / n_{z_H})					
Скоростной коэффициент, K_n					
Мощность двигателя, N_{e_x} , кВт					
Мощность сопротивления, $N_{e_{\square_z}}$, кВт					
Значения величины, ($N_{e_{\square_z}} / N_{e_x}$)					
Мощностной коэффициент, K_N					
Расход топлива, $g_{e_{\square}}$, (г/кВт·ч)					
Значения величины: $B_{q_z} \square V_{z_x}$ ($A_{q_z} \square B_{q_z} \square V_{z_x}$)					
Расход топлива, Q_s , л/(100 км)					
$\square_{\square_2} = \underline{\quad}$, передача $\underline{\quad}$, ($A_{q_z} = \underline{\quad}$, $B_{q_z} = \underline{\quad}$)					
Скорость движения, V_z , км/ч	$V_{z_{min}}$			
Частота вращения, n_{z_x} , об/мин	$n_{e_{min}}$				
Значения величины (n_{z_x} / n_{z_H})					
Скоростной коэффициент, K_n					
Мощность двигателя, N_{e_x} , кВт					
Мощность сопротивления, $N_{e_{\square_z}}$, кВт					
Значения величины, ($N_{e_{\square_z}} / N_{e_x}$)					
Мощностной коэффициент, K_N					
Расход топлива, $g_{e_{\square}}$, (г/кВт·ч)					
Значения величины: $B_{q_z} \square V_{z_x}$ ($A_{q_z} \square B_{q_z} \square V_{z_x}$)					
Расход топлива, Q_s , л/(100 км)					

ЛИТЕРАТУРА

a) основная литература:

1. ЭБС Лань: Поливаев О.И., Костиков О.М., Ворохобин А.В., Ведринский О.С. Конструкция тракторов и автомобилей : учеб. пособие/ под общ. ред. проф. О.И.Поливанова.- Спб.: Изд-во «Лань», 2023 - 288 с.: ил.
2. Вахламов, В.К. Автомобили: конструкция и эксплуатационные свойства: учеб. пособие для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»

направления «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования» / В.К. Вахламов. — М.: Академия, 2021.- 480 с. — (Высшее профессиональное образование. Гр.).

3. Баширов, Р. М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей: учебник для студентов вузов по направлению "Агроинженерия" / Р. М. Баширов. - Уфа: Р. М. Баширов; БашГАУ, 2020. - 304 с. - (Гр. УМО).

б) дополнительная литература:

1. ЭБС «Университетская библиотека ONLINE»: Синицын А. К. Основы технической эксплуатации автомобилей: учеб. пособие 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Российский университет дружбы народов, 2021. - 284 с.

2. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. пособие для студентов вузов по специальности 1509 - "Механизация сел. хоз-ва", 1516 - "Сел. хоз-во" / под ред. В. А. Скотникова. - М. : Агропромиздат, 2023. - 383 с. - (Учебники и учебные пособия для вузов. Гр.).

3. Кутьков, Г. М. Трактора и автомобили: Теория и технологические свойства : учебник для вузов по специальности "Мех. сел. хоз-ва". - М. : КолосС, 2024. - 504 с. - (Учебники и учебные пособия для студентов вузов. Гр. МСХ РФ).

4. Чмиль, В. П. Автотракторные средства : учеб. пособие [для бакалавров по профилям: "Автомобили и автомобильное хоз-во", "Сервис транспортных средств и технол. машин" направления "Эксплуатация транспортно-технол. машин и комплексов"]

/ В. П. Чмиль, Ю. В. Чмиль. - СПб. : Лань, 2021. - 336 с. - (Учебники для вузов. Специальная литература.).

5. Гуревич, А. М. Трактора и автомобили : учебник для студентов неинженерных специальностей с.-х. вузов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Колос, 2021. - 336 с. - (Учебники и учебные пособия для вузов. Гр. МСХ РФ).

6. Тракторы и сельскохозяйственные машины (периодическое издание).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА КУРСОВОЙ РАБОТЫ

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт Механики и энергетики
Кафедра «Машины и технологии АПК»

К защите допущен:
к.т.н., доцент Д.И. Грицай

«_____» 202__г.

КУРСОВАЯ РАБОТА
по дисциплине «Понтонная техника и сооружения»
«Тяговый расчет трактора МТЗ-1221»

Выполнил:
Студент 3 курса АГРОИНЖ ТСвА-О-22/3 группы
ФИО
«_____» 202__г.

Проверил:
к.т.н., доцент _____ Грицай Дмитрий Иванович

Зарегистрирована
«_____» 202__г.

Критерий	Максимальное значение в баллах	Набранных баллов
Оформление курсовой работы	10	
Содержание курсовой работы	60	
Защита курсовой работы	30	
ИТОГО	100	

Ставрополь, 202__г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРАКТОРА

Таблица Б.1 - Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления μ тракторов

Фон поля или дороги	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	f	μ	f	μ
Поле подготовленное под посев	0,16...0,18	0,4...0,6	0,10...0,12	0,6...
Вспаханное поле	0,12...0,18	0,5...0,7	0,08...0,10	0,6...
Стерня	0,8...0,10	0,6...0,8	0,06...0,08	0,8...
Залежь 2.... 3.лет	0,06...0,08	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...
Целина, плотная залежь	0,03...0,07	0,7...0,9	0,06...0,07	1,0...
Скошенный луг	0,08	0,6...0,8	0,07	0,9...
Слежавшаяся пахота	0,08...0,12	0,5	0,08	0,
Грунтовая сухая дорога	0,025...0,045	0,6...0,8	0,02...0,07	0,9...
Болотно-торфяная целина осушеннная	-	-	0,11...0,14	0,4...
Песок	0,16...0,18	0,3...0,4	0,10...0,15	0,4...
Обледенелая дорога	0,02...0,025	0,1...0,3	0,03...0,04	0,2...
Укатанная снежная дорога	0,03...0,04	0,3...0,4	0,06...0,07	0,5...
Гравийное шоссе	0,02...0,03	0,6	-	-
Асфальтиров. шоссе	0,01...0,02	0,8...0,9	-	-

Таблица Б.2 - Количество цилиндрических пар шестерен, находящихся в зацеплении, при передаче потока мощности трансмиссии тракторов

Марка машины	Номер передачи							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Т - 25А	4	4	3	3	3	3	3	3
Т - 40М	5	3	3	3	3	3	3	-
МТЗ-80/82, Т - 70С	5	5	3	3	3	3	3	3
ЮМЗ-6М	5	5	5	5	5	3	3	3
ДТ-75, -75М	4	4	4	4	6	6	6	-
Т-150, -150К	4	4	4	4	4	4	4	4
Т - 4А	6	6	6	6	4	4	4	4
К-701, Т-130	5	5	5	5	5	5	5	5

Таблица Б.3 - Справочные данные по тракторным шинам

Размер шин в дюймах	Давление воздуха в шинах, МПа	Грузоподъемность шин в Н
Н а п р а в л я ю щ и е к о л е с а		
4,00 - 16	0,14...0,20	1850...2300
4,50 - 16	0,14...0,25	2000...4200
6,00 - 16	0,14...0,25	3900...5500
6,50 - 20	0,14...0,25	4500...6600
8,00 - 20	0,14...0,25	6800...9250
9,00 - 16	0,14...0,25	7800...11000
В е д у щ и е к о л е с а		
8 - 32	0,08...0,17	5350...6800
9 - 20	0,08...0,14	5000...6950
9 - 42	0,08...0,14	6950...11800
10 - 28	0,08...0,11	6900...8450
11 - 38	0,08...0,15	9750...14100
12 - 38	0,08...0,14	11300...15700
13 - 30	0,10...0,13	13600...15500
15 - 20	0,11...0,14	21000...24200

Таблица Б.4 - Безразмерные коэффициенты эмпирической формулы для подсчета коэффициента буксования

Коэффициенты	Т р а к т о р ы		
	гусеничные	к о л е с н ы е	
		с о в с е м и в е д у щ и м и к о л е с а м и	о б ы ч н о й п р о х о д и м о с т и
\square_k	1	1	$\square_{\text{кдин}}$
$b\square$	0.04	0.13	0.13
$d\square$	4.00	13.0	13.0
$c\square$	4.00	8.0	8.0

Таблица Б. 5 - Краткая техническая характеристика колесных тракторов

Параметры	М а р к а т р а к т о р						
	T-16M (0,6)	T-25A (0,6)	T-30,- 30A (0,6)	T-40M (0,9)	T-40AM (0,9)	ЮМЗ-6М (1,4)	МТЗ-8 (1,4)
Номинальная сила тяги, кН	6	6	6	9	9	14	14
Колесная формула	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2
Марка основного двигателя	Д-21	Д-21А1	ЭД-120	Д-37Е; Д-144	Д-37Е; Д-144	Д-65М	Д-24
Номинальная мощность двигателя, кВт	14,7	18,3	22,0	29,4 36,8	29,4 36,8	44,0	51,0

Номинальная частота вала двигателя, об/мин	1600	1800	2000	1600 1800	1600 1800	1750	2200
Конструктивная масса трактора, кг	1425	1600	2500	2380	2610	2900	3000
Координаты центра тяжести, мм:							
а) по горизонтали до задней оси;	454	570	-	890	910	747	814
б) по вертикали	793	788	-	812	812	-	900
Продольная база, мм	2500	1700	-	2145	2250	2450	2370
Размер шин, дюйм: а) передних колес;	6-16 9-32	6-16 9-32	8-20 10-28	6,5-16 11-38	8-20 12-38	7,5-20 12-38	7,5-20 12-38
б) задних колес							
Передаточное число: а) главн. передачи; б) конечн. передачи	4,05 5,83	3,47 4,75	-	3,53 6,17	3,53 6,17	4,08 5,14	3,42 5,31

* - размер шин в мм.

Таблица Б.6 - Краткая техническая характеристика гусеничных тракторов

Параметры	М а р к а т р а к т о р о в					
	Т-38М (2,0)	Т-70С (2,0)	Т-70В (2,0)	ДТ-75 (3,0)	ДТ-75М (3,0)	Т-
Номинальная сила тяги, кН	20	20	20	30	30	30
Марка основного двигателя	Д-48Л	Д-241		СМД-14	А-41	СМД-14
Номинальная мощность двигателя, кВт	36,8	51,4	52,9	55,0	66,2	110
Номинальная частота вала двигателя, об/мин	1600	1800	2000	1600 1800	1600 1800	1700
Конструкт. масса трактора, кг	3900	4500	4200	5750	6250	7000
Координаты центра тяжести, мм: а) по горизонтали до оси ведущих звездочек;	893	1040	-	1215	1275	1400
б) по вертикали	750	940	-	700	712	
Продольная база, мм	1740	1895	-	2546	2546	2546
Длина опорной поверхности гусениц, мм	1740	1216		1612	1612	1800
Ширина звена гусениц, мм	200...300			390	390	400
Шаг гусеничного звена, мм	174	176	176	170	170	170
Число активнодейств. зубьев, шт	14	11,5	11,5	13	13	13
Передаточное число: а) главн. передачи;	3,77	3,45	3,45	3,17	3,17	4,00
б) механизма поворота;	-	-	-	1,41	1,41	
б) конечн. передачи	5,97	3,53	3,53	5,46	5,46	4,00

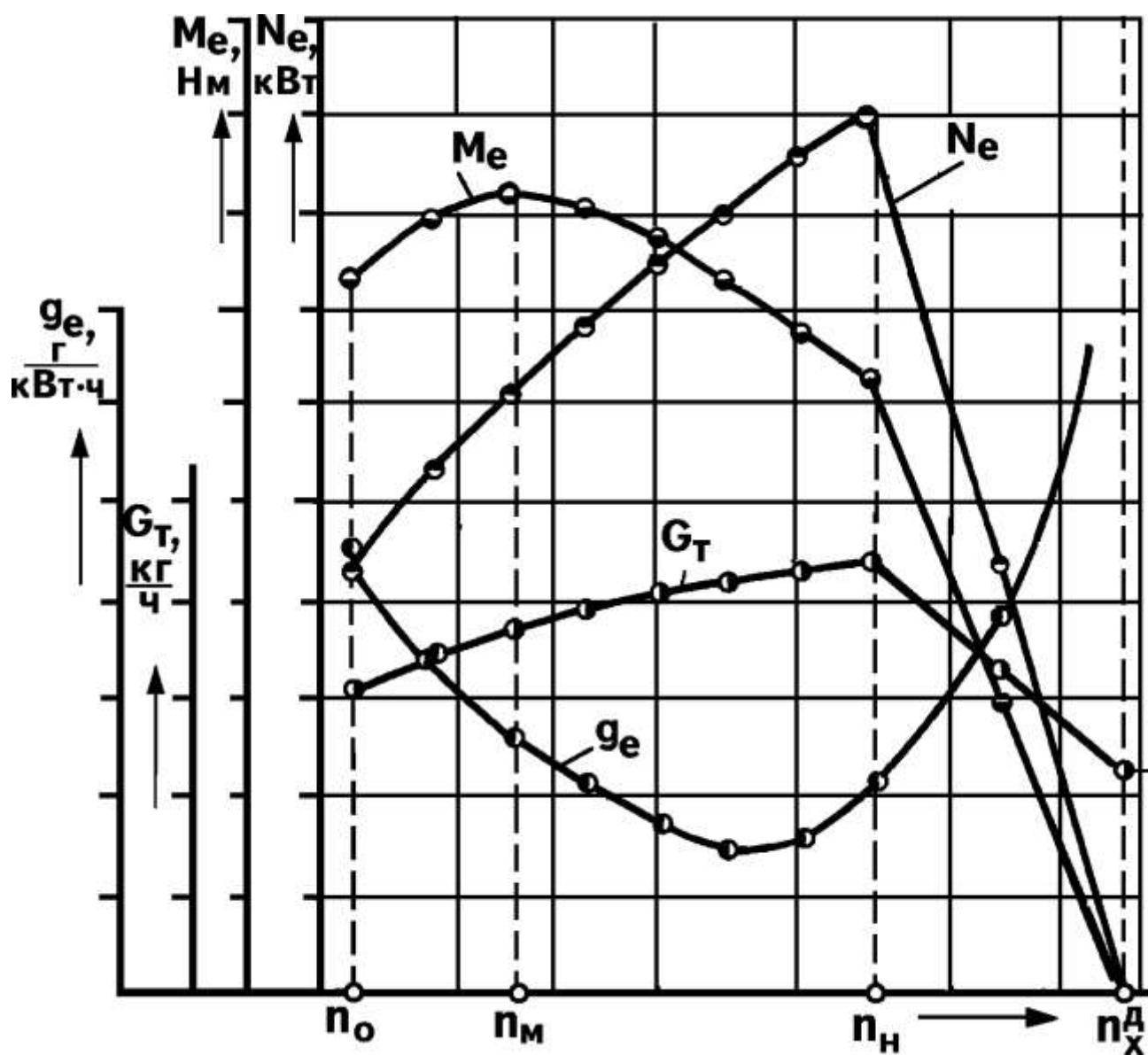


Рисунок Б.1 - Пример оформления регуляторной характеристики двигателя в функции частоты вращения вала двигателя

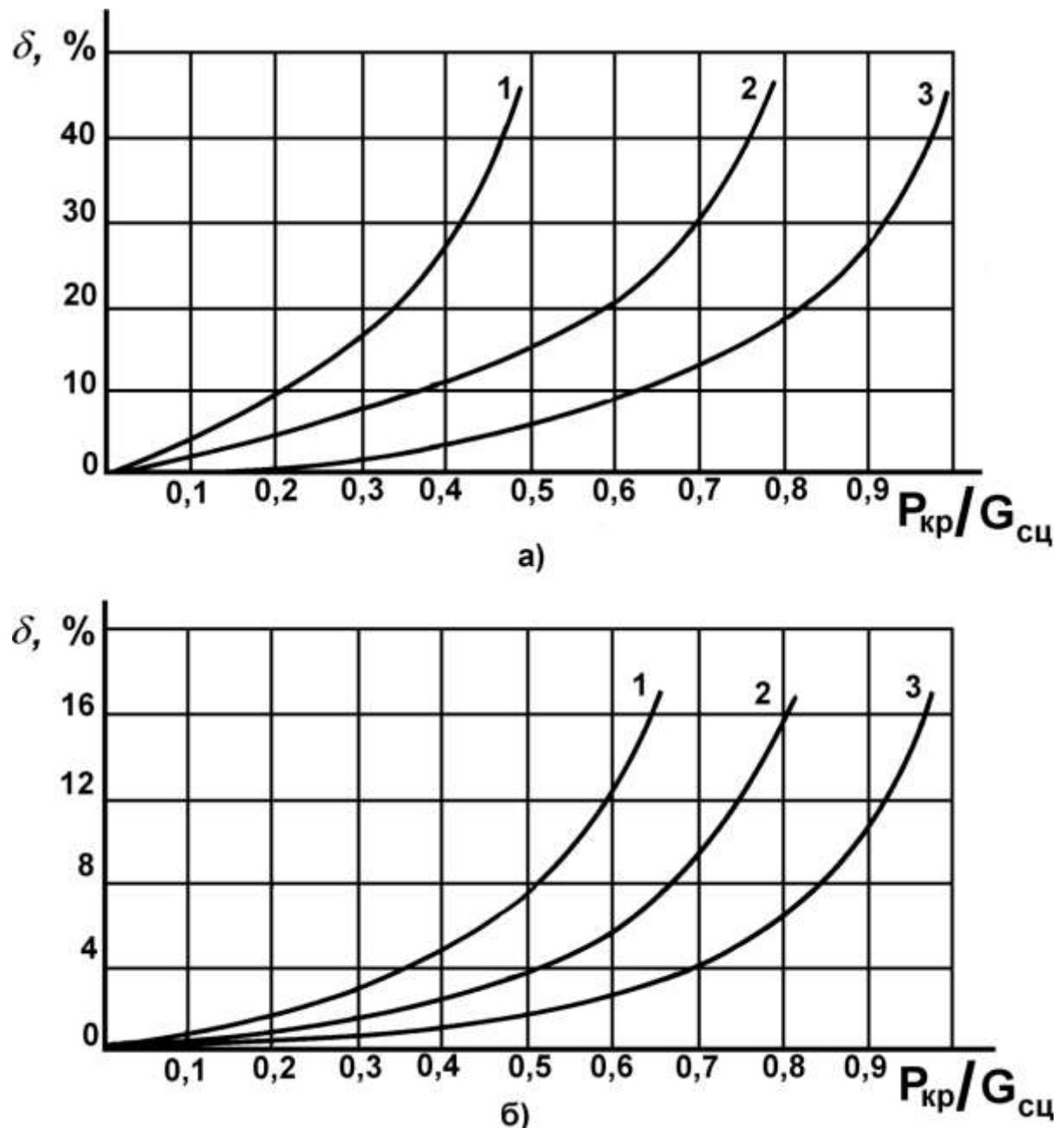


Рисунок Б.2 - Зависимость буксования от коэффициента использования силы веса трактора:

- а) для колесных тракторов на почвах плотностью: 1 - поле подготовленное под посев
- 0,08 МПа; 2 - стерня - 0,55; 3 - залежь 3,5 МПа;
- б) для гусеничных тракторов соответственно: 1 - 0,08...0,12; 2 - 0,8...1,0; 2 - 2,5 МПа

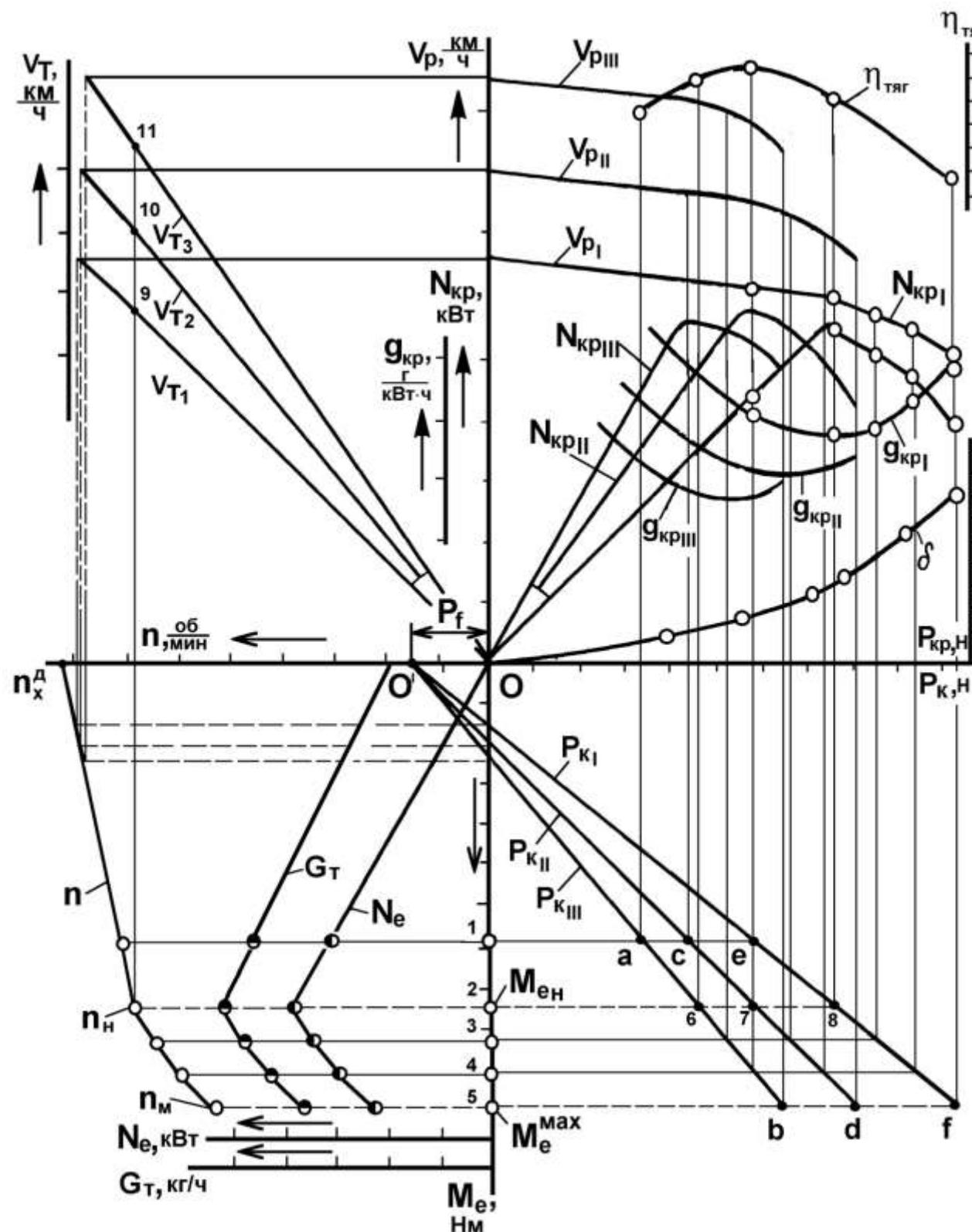


Рисунок Б.3 - Пример оформления теоретической тяговой
характеристики трактора
(четырехоктантный метод)

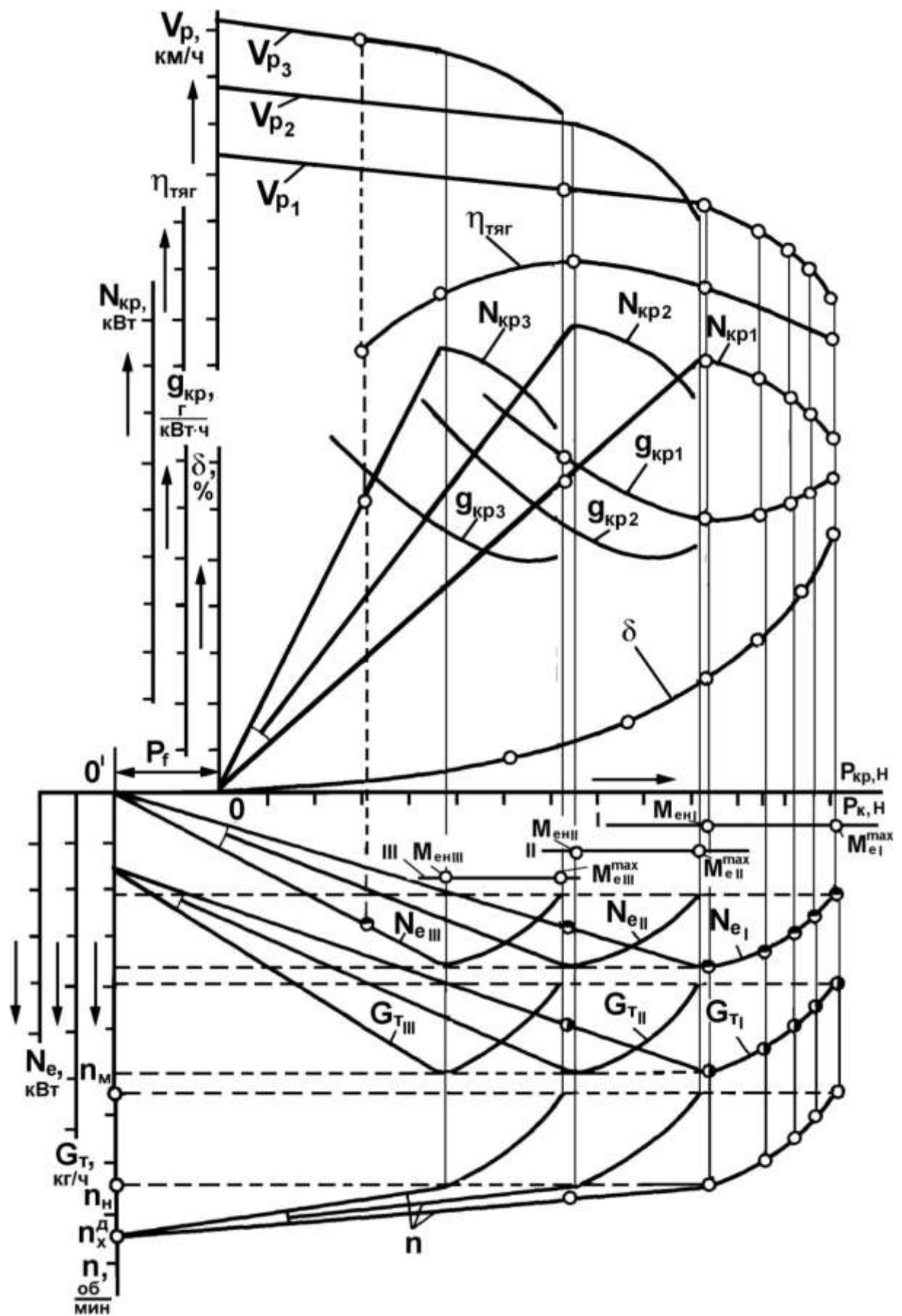


Рисунок Б.4 - Пример оформления теоретической тяговой характеристики трактора (двуоктантный метод)

ПРИЛОЖЕНИЕ В
СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЯ

Таблица В.1 - Количество цилиндрических пар шестерен, находящихся в зацеплении, при передаче потока мощности трансмиссии автомобилей

Марка машины	Номер передачи								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ГАЗ-53А,-52	2	2	2	0	-	-	-	-	-
ГАЗ - 66*	4	4	4	2	-	-	-	-	-
ЗИЛ-130, -133Г2, -4502	3	3	3	3	1	-	-	-	-
ЗИЛ - 131*	5	5	5	5	3	-	-	-	-
МАЗ-516Б, 5535	-	4	4	4	2	-	-	-	-
КамАЗ-5320, ЗИЛ-133ГЯ	3	3	3	3	1	3	3	3	3
УРАЛ-377Н	7	7	7	5	7	-	-	-	-

*- с раздаточной коробкой

Таблица В.2 - Величины коэффициентов эмпирических формул для определения мощности и удельного расхода топлива двигателя

Значения коэффициентов	Карбюра-торный двигатель	Дизельный двигатель		
		с неразделенной камерой	вихревакамерный	предкамерный
a	1,0	0,87	0,70	0,60
b	1,0	1,13	1,30	1,40
c	1,0	1,00	1,00	1,00
a ₁	1,2	1,55	1,55	1,55
b ₁	1,0	1,55	1,55	1,55
c ₁	0,8	1 ,00	1,00	1,00

Таблица В.3 - Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления μ автомобилей с почвой

Вид дороги	f	μ
Асфальтированное шоссе	0,015...0,020	0,60...0,75
Гравийно-щебенчатая дорога	0,020...0,030	0,50...0,65
Булыжная мостовая	0,025...0,035	0,40...0,50
Сухая грунтовая дорога	0,030...0,050	0,50...0,70
Мокрая грунтовая дорога	0,050...0,150	0,35...0,50
Снежная укатанная дорога	0,030...0,040	0,30...0,35
Песок	0,170...0,300	0,65...0,75

Таблица В.4 - Краткая техническая характеристика грузовых автомобилей

Параметры	М а р к а а в т о м о								
	ГАЗ-5204	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-133Г1	ЗИЛ-133Г2	ЗИЛ-133ГЯ	ГАЗ-66	МА 500
Грузоподъемность, кН	25	40	50	50	80	100	100	20	80
Марка двигателя	ГАЗ-52-04	ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-130	ЗИЛ-130	КамАЗ-740	ЗМЗ-66	ЯМЗ-236
Номинальная мощность двигателя, кВт	55,2	84,6	110,3	110,3	110,3	110,3	154,4	84,6	132
Номинальная частота вращения квд, об/мин	2600	3200	3200	3200	3200	3200	2600	3200	2100
Вес гружен. авт-ля, кН: в т.ч. на переднюю ось на заднюю ось	51,7 15,6 36,1	74,0 18,1 55,9	95,3 25,8 69,5	116,9 32,0 84,9	152,8 41,8 111,0	171,8 36,7 135,1	178,4 44,6 133,8	58,0 27,3 30,7	148,48,300,7
Максим. скорость, км/ч	70	86	90	80	80	80	85	90	85
Размер шин (Вш-d), дюйм (мм)	7,5-20	8,25-20	9.00-20	12,0-20	9,00-20	(260-508)	(260-508)	12,0-18	11,0-
Ширина колеи, м	1,65	1,63	1,80	1,82	1,84	1,84	1,85	1,80	1,9
Габаритная высота, м	2,15	2,22	2,40	2,48	2,35	2,40	3,36	2,44	2,6

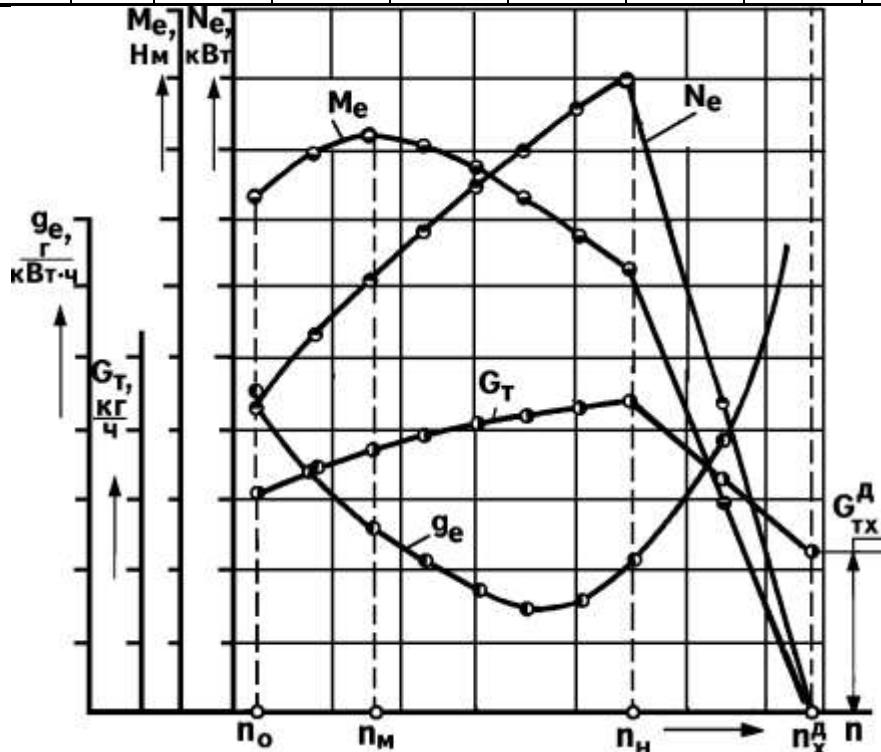


Рисунок В.1 - Пример оформления регуляторной характеристики двигателя функции частоты вращения вала двигателя

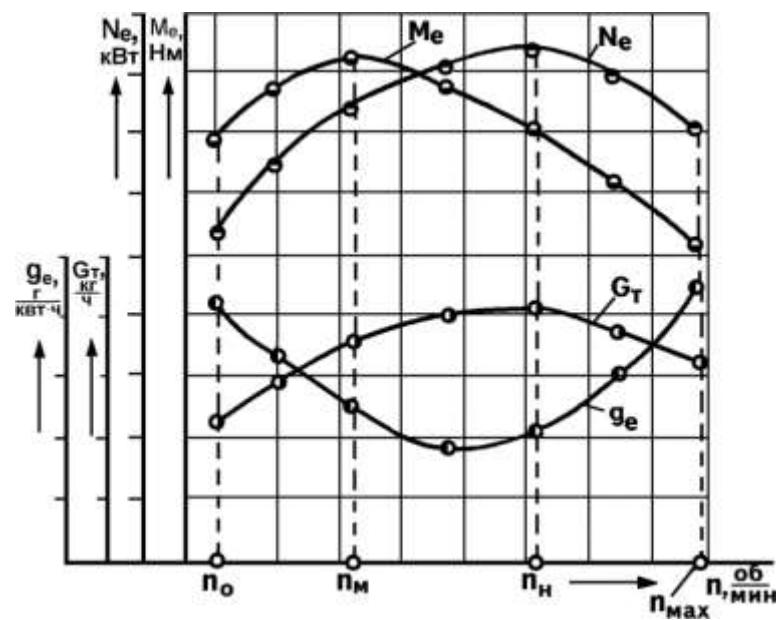


Рисунок В.2 - Пример оформления скоростной характеристики карбюраторного двигателя

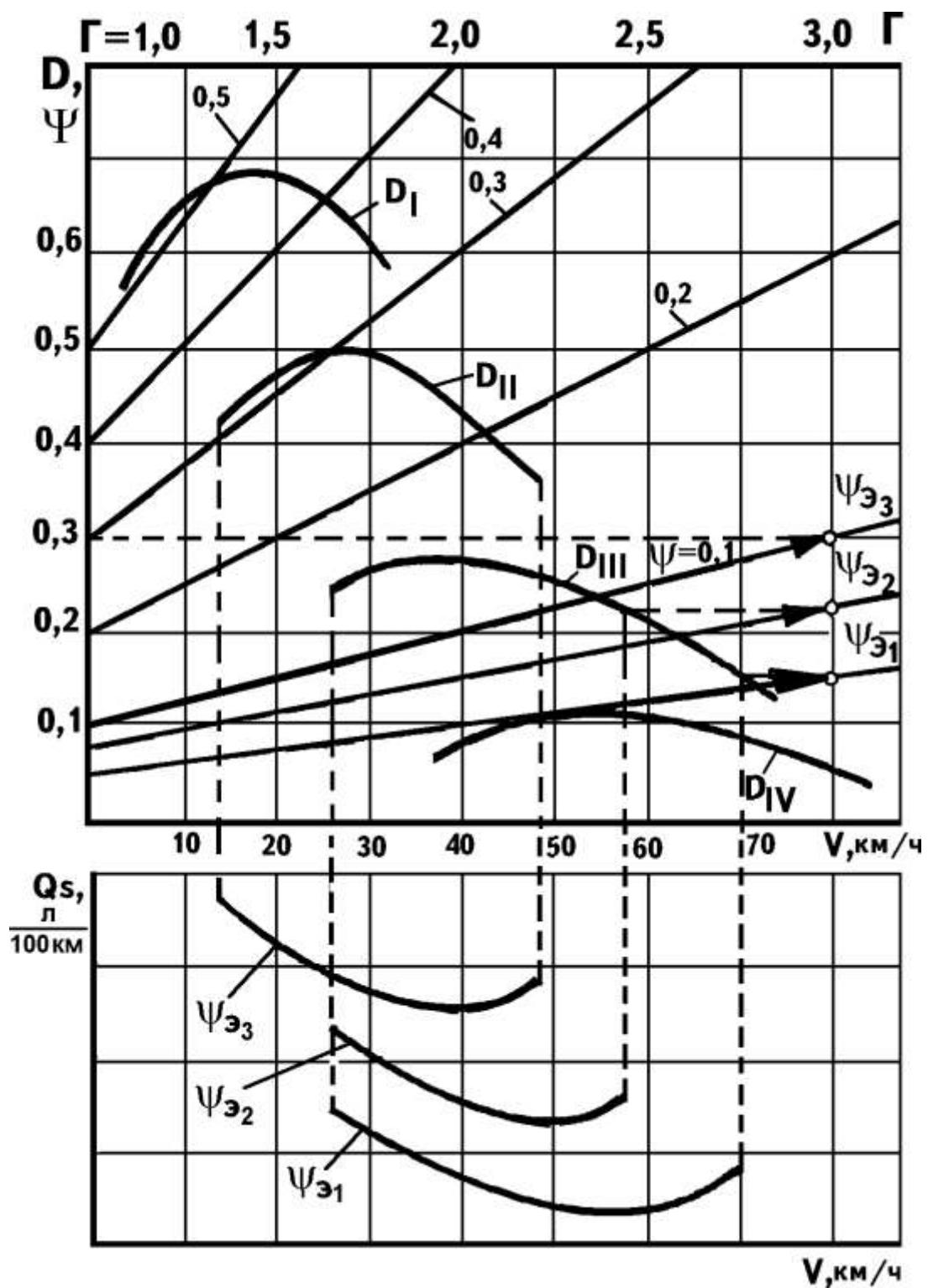


Рисунок В.3 - Пример оформления универсально-динамической и топливно-экономической характеристики автомобиля