

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Иркутский государственный аграрный университет  
им. А.А. Ежевского**

**Кафедра «Техническое обеспечение АПК»**

**ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ  
ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
по дисциплине  
«Теория и расчет тракторов и автомобилей»**

**для студентов инженерного факультета  
направление подготовки**

**35.03.06 Агроинженерия,  
23.03.03 Эксплуатация транспортно - технологических машин  
и комплексов,**

**Молодежный, 2021**

Рекомендовано к изданию учебно - методической комиссией инженерного факультета Иркутского ГАУ (протокол № 7 от «26» марта 2021 г.).

Рецензент:

Ильин П.И. – заведующий кафедрой «ЭМТП, БЖД и ПО», к.т.н., доцент.

Теория и расчет тракторов и автомобилей: учебно-методическое пособие по дисциплине «Теория и расчет тракторов и автомобилей», для студентов инженерного факультета направления подготовки 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортно - технологических машин и комплексов / Иркут. гос. аграр. ун-т им. А. А. Ежевского ; авторы.: Непомнящих А.А., Хороших О.Н. – Молодежный : Изд - во Иркутского ГАУ, 2021. - 58 с. – Текст : электронный.

Учебно-методическое пособие предназначено для выполнения расчетно-графической работы «Тяговый расчет трактора и автомобиля» студентами инженерного факультета Иркутского ГАУ очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортно - технологических машин и комплексов.

© Непомнящих А.А., О.Н. Хороших, 2021  
© Иркутский ГАУ им. А.А. Ежевского, 2021

## ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ № \_\_\_\_\_

### Для выполнения курсового проекта «Тяговый расчет трактора и автомобиля»

Студенту \_\_\_\_\_ спец.

\_\_\_\_\_ (ф. и. о.)

#### По первой части курсового проекта

1. Прототип трактора . . . . .
2. Номинальная сила тяги, кН.  $P_n =$  . . . . .
3. Фон поля . . . . .
4. Число основных передач . . . . .
5. Расчетная скорость движения на первой рабочей передаче при номинальной силе тяги,  $V_{н1} =$  . . . . . км/ч.
6. Максимальная транспортная скорость  $V_{тр. max} =$  . . . . . км/ч.

#### По второй части курсового проекта

1. Прототип автомобиля . . . . .
2. Грузоподъемность, т ( количество чел.) . . . . .
3. Число передач (вперед) . . . . .
4. Максимальная скорость движения на прямой передаче  $V_{max} =$  . . . км/ч.
5. Приведенный максимальный коэффициент дорожного сопротивления  $\psi_{max} =$  . . . . .

*Подпись преподавателя* . . . . .

*Дата выдачи задания* . . . . .

## Введение

Главная цель расчетно-графической работы - расчет и анализ основных эксплуатационных свойств мобильных энергетических средств и их количественных показателей. А также выявление факторов (конструкционных и эксплуатационных), от которых зависят показатели эксплуатационных свойств тракторов и автомобилей, влияющие на их производительность и экономичность.

Расчетно-графическая работа позволяет студенту понять взаимосвязь параметров двигателя с тяговыми и экономическими показателями трактора и автомобиля, освоить методику тягового расчета трактора и автомобиля, экономического расчета и анализа конечных результатов проектирования.

Расчетно-графическая работа состоит из двух частей - "Тяговый расчет трактора" и "Тяговый (динамический и экономический) расчет автомобиля".

Настоящее учебно-методическое пособие разработано в соответствии с программой дисциплины "Теория и расчет тракторов и автомобилей", направление подготовки 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортно - технологических машин и комплексов.

В нем изложена методика тягового расчета тракторов и автомобилей, имеющих механические ступенчатые трансмиссии, приведен необходимый справочный материал.

Тяговый расчет может выполняться в двух вариантах: проверочном и проектном. Проверочный расчет эксплуатируемого трактора проводится с целью проверки его параметров по данным имеющейся технической характеристики.

Проектный расчет выполняется на основе технического задания с целью определения основных параметров проектируемого трактора, расчета и построения теоретической тяговой характеристики трактора, расчета и построения потенциальной тяговой характеристики трактора.

**Перед выполнением курсового проекта необходимо внимательно ознакомиться с рекомендациями по проектированию.**

## **РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ**

Расчетно-графическая работа выполняется по индивидуальному заданию в последовательности, изложенной в данных методических указаниях.

Прежде чем приступить к выполнению курсового проекта необходимо изучить теорию вопроса по рекомендованной литературе [1, 7, 8] и настоящие методические указания.

После ознакомления с индивидуальным заданием следует выбрать прототип трактора или автомобиля, наиболее соответствующего заданию. Это позволит сравнивать результаты расчета с параметрами прототипа и при необходимости вносить коррективы.

Расчетно-графическая работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

В расчетно-пояснительной записке приводятся ответы на все пункты задания в соответствии с методическими указаниями, расчетные формулы с объяснениями входящих величин и их размерности. Для облегчения вычислений и сокращения объема повторяющихся расчетов расчетные формулы при необходимости рекомендуется приводить к удобному для вычислений виду (1.14); в записке приводить расчет одной точки, а результаты расчетов для других точек заносить в таблицы.

Расчетно-пояснительная записка оформляется на компьютере с соблюдением ГОСТ 2.105-95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам». Допускается оформление расчетно-пояснительной записки в рукописном виде. Сброшюрованная расчетно-пояснительная записка оформляется титульным листом.

Графическая часть выполняется карандашом на отдельных листах миллиметровой бумаги формата А1 (А2) по каждой части курсового проекта. Допускается выполнение некоторых графиков по тяговому расчету автомобиля на отдельных листах формата А4. Все графики выполняются в соответствии с рекомендациями Р 50-77-88 ЕСКД «Правила выполнения диаграмм». Расчетные точки на графиках рекомендуется обозначать графически, например, кружочком, крестиком и т.п. (см. графики в данных методических указаниях). Графики должны иметь равномерные шкалы существующих масштабов с указанием размерности физических величин. Под каждым графиком делается надпись.

## Часть I

### ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

При выполнении тягового расчета трактора определяют следующие основные его параметры: массу, мощность двигателя, скорости движения (передаточные числа трансмиссия), тяговые усилия, часовой и удельные расходы топлива, тяговый КПД трактора.

Правильно выбранные и рассчитанные основные параметры с учетом заданных почвенных условий могут обеспечить необходимые тяговые и экономические показатели трактора.

Расчет тяговых показателей трактора производится с учетом назначения и места, занимаемого трактором в типаже сельскохозяйственных тракторов.

Работа выполняется по индивидуальному заданию в следующей последовательности.

#### I.1. Тяговый диапазон трактора

Трактор должен быть рассчитан на выполнение всех работ, соответствующих его тяговому классу, а также части работ, относящихся к тяговой зоне предыдущего тягового класса.

Тяговый диапазон обеспечивает перекрытие тяговых зон тракторов смежных классов и расширяет сферу применения тракторов каждого класса.

Тяговый диапазон трактора рассчитывается по формуле:

$$\delta_T = \xi \frac{P_H}{P_H^I},$$

где  $P_H$  - номинальной тяговое усилие (по заданию);  $P_H^I$  - номинальное тяговое усилие трактора предыдущего тягового класса;  $\xi$  - коэффициент расширения тяговой зоны трактора; рекомендуется  $\xi = 1,25 \dots 1,30$ .

Для тракторов тягового класса 0,2...0,6 (2...6 кН) тяговый диапазон обычно принимают  $\delta_T = 2$ .

Зная, что тяговый диапазон есть отношение номинальной силы тяги на крюке для трактора данного класса по типажу к минимальной силе тяги на крюке, на которую он должен быть рассчитан, можно определить минимальную силу тяги на крюке трактора:

$$P_{кр.min} = \frac{P_H}{\delta_T}.$$

## 1.2. Масса трактора

Следует различать конструкционную (сухую) массу -  $m_k$ , (массу трактора в не заправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта) и эксплуатационную (полную) массу -  $m_э$ . Эксплуатационная масса всегда больше конструкционной.

Эксплуатационную массу колесных тракторов часто специально увеличивают, чтобы обеспечить реализацию номинальной силы тяги по сцеплению движителей с почвой при их допустимом буксовании. Для колесных тракторов при установившемся движении на горизонтальном участке указанное требование выражается уравнением:

$$\varphi_{дон} \lambda_k m_э g = P_H + f m_э g, \quad (1.1)$$

где  $\varphi_{дон}$  - допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора в данных почвенных условиях (или коэффициент сцепления ведущих колес с почвой);  $\lambda_k$  - коэффициент нагрузки ведущих колес;  $f$  - коэффициент сопротивления качению трактора, соответствующий принятым условиям работы;  $m_э g = G$  - эксплуатационный вес или сила тяжести трактора - Н;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

Из уравнения (1.1) получим выражение для определения массы колесного трактора:

$$m_э = \frac{P_H}{(\varphi_{дон} \lambda_k - f) g}, \text{ кг} \quad (1.2)$$

Для тракторов с задними ведущими колесами (колесная формула 4К2) принимают  $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$ ; для тракторов со всеми ведущими колесами (4К4) и для гусеничных тракторов -  $\lambda_k = 1$ .

Значения  $f$  можно принимать из **Приложения** (таблица 1) соответственно заданным условиям работы (почвенный фон - **по заданию**).

Для колесных тракторов расчетные значения  $\varphi_{дон} = 0,5 \dots 0,65$ , а для гусеничных можно принимать  $\varphi_{дон} = 0,55 \dots 0,65$ .

Для гусеничного трактора формула (1.2) примет вид:

$$m_{\text{э}} = \frac{P_H}{(\varphi_{\text{доп}} - f^1)g}, \text{ кг.} \quad (1.3)$$

Здесь  $\lambda_k=1$ , так как вес гусеничных тракторов полностью используется в качестве сцепного; коэффициент  $f$  заменен коэффициентом  $f^1$ , учитывающим только внешние сопротивления качению, так как для преодоления внутренних сопротивлений в гусеничном двигателе сцепления с почвой не требуется [7].

В расчетах можно принимать  $f^1 \approx 0,5f$ .

Величина  $m_{\text{э}}$  зависит от принимаемых значений коэффициентов  $\varphi_{\text{доп}}$  и  $f$  в формулах (1.2) и (1.3), поэтому необходимо расчетную эксплуатационную массу  $m_{\text{э}}$  сравнивать с массой трактора одного тягового класса с проектируемым.

В случае значительных отклонений необходимо принять другие значения коэффициентов и повторить вычисления.

Для определения конструкционной массы трактора  $m_k$  необходимо из расчетной эксплуатационной массы вычесть массы: воды, ГСМ, тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта.

Для большинства с.-х. тракторов между эксплуатационной и конструкционной массами существует следующее соотношение:

для гусеничных тракторов -  $m_{\text{э}} = (1,05 \dots 1,08) m_k$ ;

для колесных тракторов тягового класса 3,0 и выше -  $m_{\text{э}} = (1,07 \dots 1,10) m_k$ ;

для колесных тракторов тягового класса 2,0 и ниже -  $m_{\text{э}} = 1,15 m_k$ ,

где  $m_{\text{э}}$  - минимальная эксплуатационная масса без массы балласта и догрузки от навесного орудия при использовании ДВК или от полуприцепа.

У универсально-пропашных колесных тракторов максимальная эксплуатационная масса за счет догрузки может составлять  $1,25 m_k$ .



### 1.3. Расчет мощности двигателя

Требуемую мощность тракторного двигателя определяют с учетом номинального тягового усилия, массы трактора, силы сопротивления качению, потерь на трение в трансмиссии и необходимого запаса крутящего момента.

В этой связи номинальная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_H = \frac{(P_H + fm_0g)V_{H1}}{3600\eta_{Tp}x_0}, \text{ кВт} \quad (1.4)$$

где  $P_H$  - номинальное тяговое усилие, по заданию, Н;  $V_{H1}$  - расчетная скорость движения (по заданию) при номинальной силе тяги, км/ч;

$f$  - коэффициент сопротивления качению для заданного фона поля;  
 $x_0$  - коэффициент эксплуатационной загрузки тракторного двигателя: принимается для колесного трактора 0,80...0,85, для гусеничного - 0,85...0,90;  $\eta_{Tp}$  - механический КПД трансмиссии.

Механический КПД учитывает потери мощности в трансмиссии при работе на холостом ходу и потери при передаче крутящего момента к ведущим колесам посредством шестеренчатых передач:

$$\eta_{Tp} = \eta_x \eta_u^n \eta_k^m, \quad (1.5)$$

где  $\eta_x$  - КПД, учитывающий потери мощности на холостом ходу, принимается  $\eta_x = 0,96$ ;  $\eta_u, \eta_k$  - соответственно КПД цилиндрической и конической пары шестерен, при современном уровне технологии изготовления шестерен трансмиссии  $\eta_u = 0,985...0,99$ ,  $\eta_k = 0,975...0,98$ ;

$n, m$  - число пар, соответственно цилиндрических и конических шестерен, находящихся в зацеплении.

Число пар шестерен, находящихся одновременно в зацеплении, определяют при работе основных передач по кинематической схеме трансмиссии трактора-прототипа.[1]

Для гусеничного трактора дополнительно учитывается КПД гусеничного движителя  $\eta_{Г} = 0,98$ ; тогда механический КПД трансмиссии гусеничного трактора  $\eta_{Tp.Г}$  подсчитывается по формуле:

$$\eta_{Tp.Г} = \eta_x \eta_u^n \eta_k^m \eta_{Г}.$$

После определения номинальной мощности по данным **Приложения** (таблица 4) или справочников подбирают двигатель, номинальная мощность которого наиболее соответствует расчетной.

При этом необязательно, чтобы двигатель соответствовал трактору-прототипу.

Данные регуляторной характеристики выбранного двигателя заносят в таблицу 1.1.

В регуляторных характеристиках обычно приводятся значения:  $n$ ,  $G_T$ ,  $N_e$  или  $M_k$ . Если известна мощность  $N_{el}$  при определенных оборотах  $n_i$ , можно определить соответствующий этому режиму

крутящий момент и наоборот:

$$M_{ki} = \frac{10^3 N_{ei}}{\omega_i}, \text{ Нм,}$$

так как  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ , то  $M_{ki} = \frac{9550 N_{ei}}{n_i}, \text{ Нм.}$  (1.6)

где  $M_{ki}$  и  $N_{el}$  - текущие значения крутящего момента и мощности двигателя при соответствующих оборотах  $n_i$  двигателя по регуляторной характеристике.

Таблица 1.1 – Регуляторная характеристика двигателя

Частота вращения коленчатого вала, $n$ , об/мин						$n_H$	
Эффективная мощность двигателя, $N_e$ , кВт						$N_{e\max}$	
Крутящий момент двигателя, $M_k$ , Нм						$M_H$	
Часовой расход топлива, $G_T$ , кг						$G_{T\max}$	

На регуляторной характеристике необходимо выделить режим номинальной работы двигателя, соответствующий -  $n_H$ ,  $N_e$ ,  $M_H$ ,  $G_{T\max}$ .

Эти данные нужны для определения основных параметров трактора в разделах 1.6; 1.7; 1.9 – 1.12 при работе его на номинальной нагрузке. Другие (промежуточные) значения регуляторной характеристики необходимы для расчета и построения (кривых) тяговой характеристики трактора.

После того, как определены масса трактора и мощность двигателя, необходимо определить удельную мощность трактора  $N_{y\delta}$ :

$$N_{y\partial} = \frac{10^3 N_H}{m_{\partial}}, \text{ кВт/т.}$$

Удельная мощность  $N_{y\partial}$  является важным параметром, характеризующим энергонасыщенность трактора. Повышение удельной мощности трактора позволяет соответственно повысить его рабочие (основные) скорости.

В настоящее время удельная мощность колесных тракторов находится на уровне 15...25 кВт/т, гусеничных – 10...20 кВт/т.

Также необходимо определить удельную массу  $m_{y\partial}$  трактора – параметр, обратный удельной мощности.

Удельная масса  $m_{y\partial}$  используется для характеристики металлоемкости трактора и представляет собой отношение его конструкционной массы к номинальной мощности двигателя:

$$m_{y\partial} = \frac{m_K}{N_H}, \text{ кг/кВт.}$$

Удельная масса по мере совершенствования конструкций тракторов постоянно снижается и в настоящее время составляет: для колесных  $m_{y\partial} \approx 40 \dots 60$  кг/кВт, для гусеничных  $m_{y\partial} \approx 60 \dots 100$  кг/кВт.

#### 1.4. Выбор параметров ведущих колес

Динамический, или расчетный, радиус качения ведущего колеса колесного трактора подсчитывается по формуле:

$$r_K = 25,4 \times 10^{-3} [0,5d + (0,8 \dots 0,85)b], \text{ м} \quad (1.7)$$

где  $d$  - наружный диаметр обода колеса (посадочный диаметр шины), дюймы;  $b$  - ширина профиля шины, в дюймах; 0,8...0,85 – коэффициент деформации шины.

Размеры шины  $d$  и  $b$ , для универсально пропашных тракторов, подбираются по справочным данным [7] в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо или по трактору-прототипу:

$$G_K = \frac{\lambda_K G}{2},$$

где  $G_K$  - нагрузка на одно ведущее колесо, Н;  $\lambda_K$  - коэффициент нагрузки ведущих колес;  $G = m_{\partial} g$  - эксплуатационный вес трактора, Н.

У тракторов с колесами одинакового диаметра принимается равномерное распределение нагрузки между всеми колесами.

Динамический радиус ведущей звездочки гусеничного трактора подсчитывается по формуле:

$$r_k = \frac{t_{зг} Z_{к.а.}}{2\pi}, \text{ м,}$$

где  $t_{зг}$  - шаг гусеничной цепи, м;  $Z_{к.а.}$  - число активно действующих зубьев звездочки за один оборот.

Значения  $t_{зг}$  и  $Z_{к.а.}$  принимаются по данным для трактора соответствующего тягового класса.

### 1.5. Расчет передаточных чисел трансмиссии

В зависимости от агротехнических требований, предъявляемых к трактору, различают следующие диапазоны скоростей, а, следовательно, и передаточных чисел [1, 9]:

- замедленные, для получения пониженных скоростей движения по условиям технологического процесса, принимаются по справочным данным – 0,25...3 км/ч;
- основные (рабочие), для выполнения большинства с.-х. операций, главным образом полевых – 5...15 км/ч;
- транспортные, применяются для холостых переездов и буксировки прицепов, для колесных тракторов – 30...45 км/ч, для гусеничных – не более 20 км/ч.

Передаточное число трансмиссии трактора на первой основной (рабочей) передаче определяется по формуле:

$$i_{m1} = 0,377 \frac{n_H r_k}{V_{H1}}, \quad (1.8)$$

где  $n_H$  - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $r_k$  - динамический радиус качения ведущего колеса или звездочки, м;  $V_{H1}$  - скорость движения трактора на первой рабочей передаче (по заданию), км/ч.

По формуле (1.8) могут быть подсчитаны передаточные числа трансмиссии для замедленных и транспортных передач, если известны скорости движения.

Чтобы определить передаточные числа трансмиссии для остальных основных передач, необходимо знать структуру ряда основных передач. Обычно, при наличии ступенчатой коробки, ряд основных передач трактора строят по принципу геометрической прогрессии. Поэтому, зная знаменатель геометрической прогрессии,

можно определить передаточные числа и скорости всех основных передач.

Геометрический ряд имеет следующий вид:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \dots = \frac{V_Z}{V_{Z-1}} = q. \quad (1.9)$$

где  $q$  - знаменатель геометрической прогрессии.

Знаменатель геометрической прогрессии можно определить по из способу, приведенному ниже.

Из приведенного выше геометрического ряда (1.9) можно определить:

$$V_2 = V_1 q; V_3 = V_2 q = V_1 q^2; \dots V_Z = V_1 q^{Z-1};$$

отсюда

$$q_1 = \sqrt[Z-1]{\frac{V_Z}{V_1}}, \quad (1.10)$$

где  $Z$  - число основных передач (по заданию);  $V_1$  - скорость движения на первой рабочей передаче (по заданию  $V_1 = V_{H1}$ );  $V_Z$  - скорость на высшей основной передаче;  $q_1$  - знаменатель геометрической прогрессии, определенный по первому способу.

В формуле (1.10) неизвестна скорость  $V_Z$ , однако известно, что отношение высшей рабочей скорости  $V_Z$  к скорости на первой передаче  $V_1$  называется диапазоном основных скоростей:  $\delta_{V_{OCH}} = \frac{V_Z}{V_1}$ ,

где  $\delta_{V_{OCH}}$  - диапазон основных скоростей.

В теории трактора можно принять:  $\delta_{V_{OCH}} \approx \gamma_{\delta, \min} \delta_T$ ,

где  $\gamma_{\delta, \min}$  - коэффициент допустимой минимальной нагрузки двигателя; рекомендуется  $\gamma_{\delta, \min} = 0,85$ ;  $\delta_T$  - тяговый диапазон трактора, определен в разделе 1.1.

Отсюда,

$$q_1 = \sqrt[Z-1]{\delta_{V_{OCH}}} \approx \sqrt[Z-1]{\gamma_{\delta, \min} \cdot \delta_T}. \quad (1.11)$$

Здесь  $q_1 > 1$ . Передаточные числа подсчитываются следующим образом:

$$i_2 = \frac{i_1}{q_1}; i_3 = \frac{i_2}{q_1} = \frac{i_1}{q_1^2}; \dots i_Z = \frac{i_{Z-1}}{q_1} = \frac{i_1}{q_1^{Z-1}}.$$

где  $i_1, i_2, \dots, i_Z$  - общие передаточные числа трансмиссии соответственно первой, второй, ... высшей рабочих передач трактора.

Зная расчетные передаточные числа трансмиссии и передаточные числа шестерён с постоянным зацеплением  $i_0$ , можно определить передаточные числа коробки перемены передач  $i_k$ :

$$i_{K1} = \frac{i_1}{i_0}; i_{K2} = \frac{i_2}{i_0}; \dots; i_{KZ} = \frac{i_Z}{i_0},$$

где  $i_0$  - передаточное число шестерён с постоянным зацеплением по прототипу:

$$i_0 = i_{ц.п.} i_{к.п.},$$

$i_{ц.п.}$  - передаточное число центральной передачи;  $i_{к.п.}$  - передаточное число конечной передачи.

## 1.6. Расчет теоретических скоростей движения

Теоретические, или расчетные, скорости движения трактора на каждой передаче определяются по формуле:

$$V_{Tm} = 0,377 \frac{r_k n_H}{i_m}, \text{ км/ч} \quad (1.12)$$

где  $i_m$  - передаточное число трансмиссии на  $m$ -й передаче.

Или, зная  $V_{H1}$  - расчетную скорость на первой рабочей передаче (по заданию) и знаменатель геометрической прогрессии, для других основных передач скорость подсчитывают следующим образом:

$$V_2 = V_1 q_1; V_3 = V_2 q_1 = V_1 q_1^2; \dots; V_Z = V_1 q_1^{Z-1}, \text{ если } q > 1$$

Транспортные скорости не входят в геометрическую прогрессию. Промежуточную транспортную скорость определяют как среднюю арифметическую или среднюю геометрическую величину между высшей основной скоростью  $V_Z$  и максимальной транспортной скоростью  $V_{тр.макс}$  (по заданию):

$$V_{тр.пром} = 0,5(V_{тр.макс} + V_Z), \quad \text{или} \quad V_{тр.пром} = \sqrt{V_{тр.макс} \cdot V_Z}.$$

Результаты расчетов разделов 1.5 и 1.6 следует занести в таблицу 1.3.

## 1.7. Определение силы тяги на крюке

Расчетная касательная сила тяги для всех передач подсчитывается по формуле:

$$P_{Knm} = \frac{M_H i_m \eta_{Tp}}{r_K}, \text{ Н} \quad (1.13)$$

где  $P_{Knm}$  - номинальная касательная сила тяги на  $m$ -й рабочей передаче;  $M_H$  - номинальный крутящий момент двигателя, Нм;  $i_m$  - передаточное число трансмиссии на  $m$ -й рабочей передаче;  $\eta_{Tp}$  - механический КПД трансмиссии;  $r_K$  - динамический радиус ведущего колеса.

В формуле (1.13) значение  $\frac{M_H \eta_{Tp}}{r_K}$  для номинального режима каждой передачи – величина постоянная, меняется только  $i_m$  – передаточное число трансмиссии.

(Как следует из формулы (1.13) значение касательной силы тяги  $P_K$  прямо пропорционально крутящемуся моменту двигателя  $M_K$  в пределах одной передачи, т.е.:

$$P_{Kmi} = M_{Ki} A_m, \quad (1.14)$$

где  $P_{Kmi}$  - касательная сила тяги на  $m$ -й передаче, соответствующая значению  $M_{Ki}$ ;  $M_{Ki}$  - изменяющееся по регуляторной характеристике двигателя значение крутящегося момента;  $A_m$  - постоянная величина для  $m$ -й передачи, равная

$$A_m = \frac{i_m \eta_{Tp}}{r_K}.$$

Формула 1.14 используется при расчете  $P_K$  и построении регуляторной характеристики двигателя в нижней части тяговой характеристики трактора в разделе 1.13).

Сила тяги на крюке трактора на  $m$ -й передаче при установившемся движении на горизонтальном участке определяется по формуле:

$$P_{кр.m} = P_{K.m} - P_f, \text{ Н}, \quad (1.15)$$

где  $P_f = fG = f m_0 g$  - сила сопротивления качению трактора, Н (обозначения согласно формуле (1.1)).

Вследствие больших передаточных чисел на замедленных и первых рабочих передачах расчетные значения  $P_{кр}$  значительно превосходят допустимые величины. Поэтому для предупреждения разрушения деталей, узлов трансмиссии и ходовой части значения  $P_{кр}$  ограничиваются усилием заданного тягового класса, так как максимальные значения  $P_{кр}$  ограничиваются сцепным весом трактора и для работы агрегата больших усилий, чем  $P_H$ , не требуется.

Поэтому в технических характеристиках тракторов для этих передач обычно указывается усилие тягового класса.

При определении  $P_{кн}$  и  $P_{кр}$  расчетные значения следует **округлять** с точностью до десятых единиц, а величину  $P_f$  – до целого числа или до десятых в (кН), что в дальнейшем облегчит откладывание этих величин на миллиметровой бумаге при построении тяговой характеристики трактора.

Результаты расчетов  $P_{кн}$  и  $P_{кр}$  заносятся в таблицу 1.3.

## 1.8. Буксование трактора

При движении трактора с нагрузкой на крюке его теоретическая скорость снижается из-за буксования движителей. Величина буксования зависит главным образом от нагрузки на крюке, сцепного веса трактора, механических свойств почвы (фона поля) и, конечно, от типа движителя (колесный или гусеничный).

Кривая буксования является общей для всей тяговой характеристики трактора, считая, что буксование ведущих органов зависит только от величины силы тяги, при прочих равных условиях, независимо от того, на какой передаче это усилие получается.

В тяговом расчете трактора кривую буксования в зависимости от силы тяги на крюке  $\delta = f(P_{кр})$  строят по кривой буксования аналогичного трактора, полученной при испытании на заданной почве, при этом берут значения  $\delta$  для ряда точек  $\frac{P_{кр}}{G_{сц}}$ . Теоретическую кривую буксирования можно построить по эмпирической формуле Б.Я.Гинцбурга:

$$\delta = ap + bp^c, \quad (1.16)$$



где  $a, b, c$  - безразмерные коэффициенты, зависящие от типа трактора и почвенных условий;  $p$  - параметр относительной силы тяги, определяется по формуле:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi G_{сц}}, \quad (1.17)$$

здесь  $P_{кр}$  - текущее значение силы тяги на крюке, Н;  $\varphi$  - коэффициент сцепления для заданного фона поля (приложение, табл. 1);  $G_{сц}$  - сцепной вес трактора:

$$G_{сц} = \lambda_k m_{э} g,$$

где  $\lambda_k$  - коэффициент нагрузки ведущих колес (для колесных 4x2  $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$ ; для гусеничных и колесных 4x4  $\lambda_k = 1$ )

Значения безразмерных коэффициентов для колесных тракторов принимают  $a = 0,13$ ;  $b = 0,013$ ;  $c = 8$ .

Для гусеничных тракторов  $a = 0,04$ ;  $b = 4,0$ ;  $c = 8$ .

Задаваясь значением  $P_{кр}$  и зная величину  $G_{сц}$ , находят параметр относительной силы тяги по формуле (1.17).

Затем по уравнению (1.16) подсчитывают величину буксования.

Для ориентировочных расчетов (в курсовом проекте) буксование рекомендуется определять по графикам (рис. 1.1). При этом задаются отношениями

$$P_{кр}/G_{сц} = 0,2; 0,3; 0,4 \text{ и т.д.},$$

согласно которым определяют величину буксования для заданного типа трактора и фона поля. Данные заносят в таблицу 1.2.

Затем подсчитывают значения  $P_{кр}$  для каждого отношения, предварительно определив сцепной вес трактора  $G_{сц}$ :

$$P_{кр_{0,2}} = 0,2 G_{сц}; \quad P_{кр_{0,3}} = 0,3 G_{сц} \text{ и т.д.}$$

Расчетные значения  $P_{кр}$  заносят в нижнюю строку таблицы 1.2.

Таблица 1.2 – Расчет кривой буксования

$P_{кр}/G_{сц}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\delta, \%$								
$P_{кр} = G_{сц} (P_{кр}/G_{сц})$								

По результатам расчета строят кривую буксования в зависимости от нагрузки на крюке, т.е.  $\delta = f(P_{кр})$ .

Последний способ определения кривой буксования в зависимости от заданного фона поля для учебных расчетов наиболее предпочтителен, так как кривая буксования, подсчитанная по формуле (1.16) Г.Я. Гинцбурга, в пределах максимальной мощности двигателя имеет линейную величину, прямо пропорциональную  $P_{кр}$  и не отражает действительный характер изменения буксования.

Следует отметить, что на плотной почве (стерне) предельное буксование, обеспечивающее реализацию полной мощности двигателя, составляет для гусеничных тракторов 5 – 7%, для колесных – 18 – 22 % [1].

Максимальное тяговое усилие должно ограничиваться началом неустойчивой работы двигателя или буксованием, предельное значение которого должно быть 15 и 30 % - при испытаниях на почвенных фонах, для гусеничных и колесных тракторов соответственно [3].

При превышении предельного буксования тяговое усилие практически не усиливается, а тяговая мощность снижается из-за потерь на буксование.

### 1.9. Расчет действительных скоростей движения

Зная теоретические скорости движения трактора на каждой передаче, подсчитанные в разделе 1.6 по формуле (1.12), действительные, или рабочие, скорости определяют по формуле:

$$V_m = V_{T.m}(1 - \delta) \text{ км/ч}, \quad (1.18)$$

где  $V_m$  — действительная, или рабочая, скорость на  $m$  – й передаче;  
 $V_{T.m}$  — теоретическая скорость на  $m$  – й передаче;  
 $\delta$  — величина буксования (в сотых долях), определяемая по графику буксования, в зависимости от  $P_{крт}$  для этой же  $m$  – й передаче.

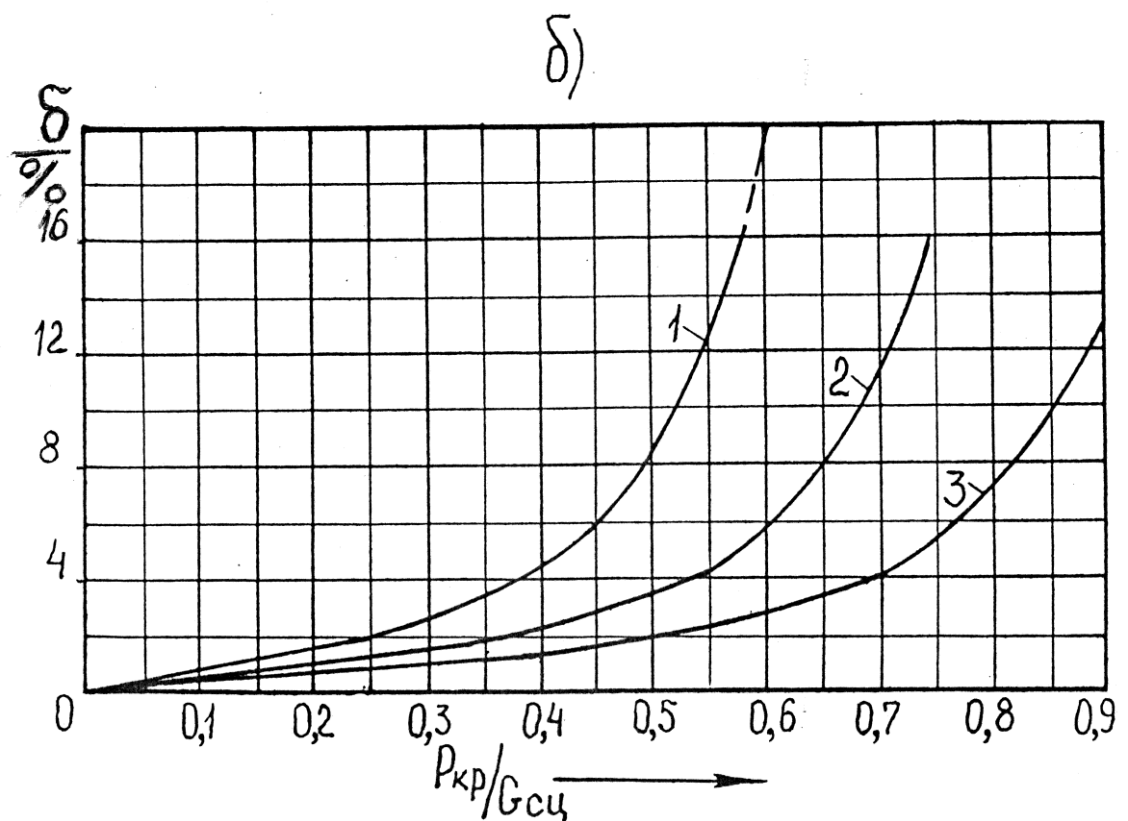
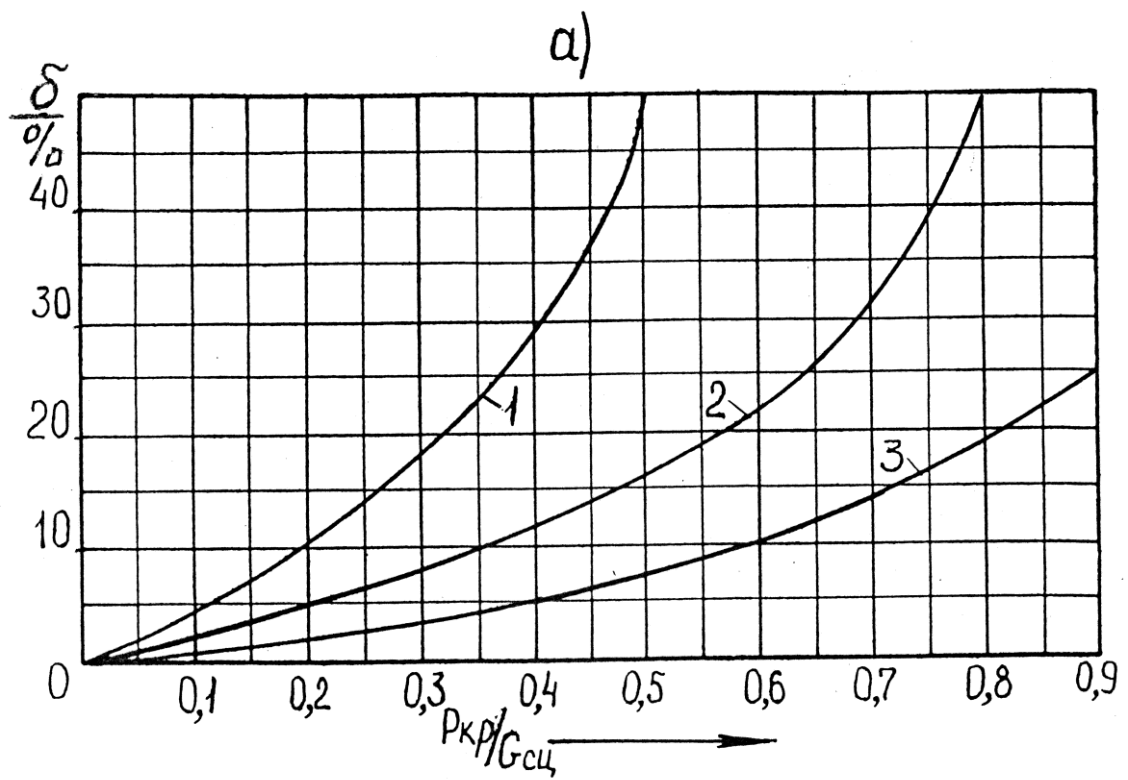


Рисунок – Кривые буксования на различных почвенных фонах:  
 1 – вспаханное поле; 2 – стерня; 3 – залежь.  
 а) – для колесных тракторов; б) – для гусеничных тракторов.

## 1.10. Расчет тяговой мощности трактора

Мощность на крюке для каждой передачи определяют по формуле:

$$N_{кр.m} = \frac{P_{кр.m} V_m}{3600} \text{ кВт}, \quad (1.19)$$

где  $P_{кр.m}$  – сила тяги на крюке при движении на  $m$ -й передаче, Н;  
 $V_m$  – действительная скорость движения трактора на  $m$ -й передаче, км/ч.

## 1.11. Расчет удельного расхода топлива

Для оценки топливной экономичности трактора на каждой передаче определяют удельный расход топлива по формуле:

$$g_{кр.m} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}} \text{ , г/кВт ч}, \quad (1.20)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива (кг), определяемый по регуляторной характеристике двигателя и соответствующий данной тяговой мощности. Удельный расход топлива подсчитывается с точностью до грамма.

## 1.12. Тяговый КПД трактора

Тяговый КПД трактора определяется как отношение текущего значения тяговой мощности трактора  $N_{кр}$  к соответствующей эффективности мощности двигателя  $N_e$  для любой  $m$ -й передачи.

Тяговый КПД является обобщающим параметром трактора, характеризующим совершенство его конструкции и технико-экономические показатели. Он определяется по формуле:

$$\eta_{Тт} = N_{кр.m} / N_e. \quad (1.21)$$

Результаты расчетов, произведенные в разделах 1.5 - 1.12, для номинального режима работы двигателя, заносятся в таблицу 1.3. В пояснительной записке приводится расчет только для одной (первой или второй) основной передачи.

Таблица 1.3 – Основные расчетные данные технической характеристики трактора при работе на номинальном режиме

Показатели	Передачи								
	замедленные		основные					транспортные	
	1	2	1	2	3	....	z	пром.	мах.
1. Передаточные числа трансмиссии, $i$									
2. Передаточные числа коробки передач, $i_K$									
3. Теоретическая скорость, $V_T$ , км/ч									
4. Касательная сила тяги, $P_k$ , кН									
5. Сила тяги на крюке, $P_{кр}$ , кН									
6. Величина буксования, $\delta$									
7. Рабочая скорость, $V$ , км/ч									
8. Тяговая мощность, $N_{кр}$ , кВт									
9. Удельный расход топлива, $g_{кр}$ , г/кВт ч									
10. Тяговый КПД трактора, $\eta_T$									

### 1.13. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

Определив основные параметры, можно приступить к расчету и построению теоретической тяговой характеристики трактора, с помощью которой можно получить наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателях на различных режимах его работы.

Тяговая характеристика – это графическое изображение зависимости основных показателей трактора от нагрузки на крюке, на

разных передачах для определенного почвенного фона (стерня, залежь и т. д.):

$$N_{кр}, V, G_T, g_{кр}, \delta, \eta_T = f(P_{кр}). \quad (1.22)$$

Существуют разные способы построения теоретической тяговой характеристики (1,5,7,8,9). В данном случае рассмотрен аналитический способ построения тяговой характеристики трактора с использованием графика регуляторной характеристики двигателя (7,8).

Теоретическая тяговая характеристика состоит из двух частей – верхней и нижней. В верхней части расположена непосредственно тяговая характеристика трактора; в нижней, вспомогательной, части – характеристика двигателя в функции от крутящего момента:

$$N_e, G_T, n = f(M_k).$$

Аналитический расчет и графическое построение теоретической тяговой характеристики производится в следующей последовательности: на листе миллиметровой бумаги (формат А1 или А2. Рис. 1.2) наносят оси координат с началом координат в точке 0. По оси абсцисс от начала координат размещают шкалу силы тяги на крюке ( $P_{кр}$ ) в выбранном масштабе – это будет верхняя шкала оси абсцисс (построение этой части можно начать уже после расчета раздела 1.7, а после 1.8 – построить график буксования трактора –  $\delta = f(P_{кр})$ , тем более что расчет разделов 1.9 и других без графика буксования невозможен.

Затем по оси абсцисс влево от точки 0 откладывают отрезок, равный силе  $P_f = f \cdot G$ , в том же масштабе, что и сила  $P_{кр}$ . Получают новую точку 0' – это начало координат для нижней вспомогательной части графика: по нижней шкале на оси абсцисс от точки 0' будут откладываться значения касательной оси тяги  $P_k = P_f + P_{кр}$ , т.е. одна и та же точка на оси абсцисс будет по верхней шкале –  $P_{кр}$ , а по нижней –  $P_k$ .

Для дальнейшего расчета и построения тяговой характеристики необходимо подготовить таблицу по форме таблицы 1.4.

Для сокращения объема работ расчет и построение тяговой характеристики можно проводить только для трех передач, охватывающих тяговый диапазон трактора, как правило, через одну или две передачи, что зависит от общего их числа.

При расчете и построении каждой передачи число расчетных точек должно быть не менее 6–8, чтобы получить более правильные очертания кривых на тяговой характеристике трактора.

**Построение нижней части характеристики.** В таблицу 1.4 (первые четыре столбца; строки 4-7) заносят данные регулярной характеристики дизеля из таблицы 1.1 от  $M_n$  до  $M_{Kmax}$  - эти данные для всех передач постоянные. Первые три строки до  $M_n$  заполняют после построения кривых  $N_e, G_T$  и  $n$ . Теперь по формулам (1.13) и (1.14) определяют значение  $P_{kj}$ , соответствующие величине  $M_{kj}$ .

По оси абсцисс в принятом масштабе от начала координат  $O'$  откладывают величины  $P_{кн}$  и  $P_{Kmax}$ , соответствующие  $M_n$  и  $M_{Kmax}$  (рис.1.2); через полученные точки проводят линии, перпендикулярные оси абсцисс, вверх и вниз, которые характеризуют номинальный и максимальный режим работы трактора на каждой передаче.

Далее по оси ординат вниз от  $O'$  наносят масштабные шкалы параметров двигателя:  $N_e, G_T, n$  и производят их построение в зависимости от силы  $P_k$ , которая прямо пропорциональна моменту  $M_k$ , для каждой передачи. При этом образуются пучки одноименных кривых, исходящих из центров, лежащих на ординате, проходящей из начала координат  $O'$  (когда  $P_k = 0, M_k = 0$ ), что соответствует режиму работы двигателя на холостом ходу ( $N_e = 0; G_T = G_{Tx}; n = n_x$ ).

При  $P_k > 0 (M_k > 0)$  на участке регулярной ветви пучки одноименных кривых расходятся прямыми линиями до точек перегиба (вершин) всех показателей регуляторной характеристики двигателя, которые находятся на горизонтальных прямых соответствующих,  $N_{e\max}, G_{T\max}, n_n$ . А по вертикали это соответствует номинальному значению  $P_{кн}$  ( $P_{кр.н}$ ), то есть номинальному моменту двигателя  $M_n$  на разных передачах.

Кривые, расположенные в не регуляторной зоне, в пределах от  $M_n$  до  $M_{k\max}$  строятся по расчетным точкам регуляторной характеристики двигателя (табл. 1.4, рис. 1.2).

Все кривые  $N_e, G_T, n$  заканчиваются при  $P_{Kmax}$  ( $P_{кр.мах}$ ), т.е. при  $M_{k\max}$  соответствующих передачах.

**Расчет и построение верхней части теоретической тяговой характеристики** трактора начинаются с режима  $P_{кр} = 0$ , соответствующего холостому ходу трактора. Для этого, из начала координат 0 перпендикулярно оси абсцисс проводят вниз луч до пересечения с линиями  $N_e, G_T, n$  регулярной характеристики двигателя необходимой передачи; из точек пересечения  $a, b, c$  (например, для первой передачи) проводят линии, параллельные оси абсцисс, на соответствующие шкалы  $N_e, G_T, n$ . Полученные показатели двигателя ( $N_{e1}, G_{T1}, n_1$ ), соответствуют работе трактора на холостом ходу ( $P_{кр} = 0$ ) на первой передаче и записываются в первую строку таблицы 1.4.

Зная величину  $n_1$  при  $P_{кр} = 0$ , по формуле (1.12) подсчитывают теоретическую скорость движения трактора  $V_{T1}$  на холостом ходу; она равна действительной скорости  $V_1$  (так как  $\delta = 0$ ) и является начальной точкой  $\partial$  построения кривой действительной скорости на тяговой характеристике.

Далее принимают два значения  $P_{кр}$  в пределах  $0 < P_{кр} < P_n$  (приближенно  $0,5P_n$  и  $0,75 \dots 0,8P_n$ ) и, аналогично вышеизложенному, определяют показатели двигателя  $N_e, G_T, n$ , заполняя вторую и третью строки; остальные точки тяговой характеристики соответствуют точкам регуляторной характеристики от  $P_n(M_n)$  до  $P_{кр\max}(M_{к\max})$ . Для каждого значения  $P_{кр}$  определяют величину буксования по кривой  $\delta = f(P_{кр})$ , затем определяют  $V_T$  и  $V$  для каждого значения  $P_{кр}$  по формулам (1.12) и (1.18). Тяговую мощность  $N_{кр}$  подсчитывают по формуле (1.19) и записывают в соответствующий столбец, в соответствующую  $P_{кр}$  строку.

Таким же образом определяют  $g_{кр}$  и  $\eta_T$  по формулам (1.20) и (1.21).

После получения расчетных данных в таблице 1.4 для одной передачи строят тяговую характеристику трактора для данной передачи согласно выражения (1.22).

Аналогично производят расчет и построение для других передач. После завершения всех расчетов и построения, теоретическая тяговая характеристика будет иметь вид, показанный на рис. 1.2 (пример, в нашем случае, для гусеничного трактора класса 30 кН).



Таблица 1.4 – Расчетные данные для построения теоретической тяговой характеристики трактора

Но- мер пере- дачи	Но- мер расче- тной точки	Данные регуляторной характеристики дизеля				Результаты расчета теоретической тяговой характеристики							
		$n$ , об/мин	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг/ч	$M_K$ , Нм	$P_K$ , кН	$P_{кр}$ , кН	$V_T$ , км/ч	$\delta$	$V$ , км/ч	$N_{кр}$ , кВт	$g_{кр}$ , г/ кВт ч	$\eta_T$
II	1	$n_l$	$N_{el}$	$G_{Tl}$	$M_{kl}$	$P_f$	$O$	$V_{Tl}$	$O$	$V_l$	$O$	$\infty$	$O$
	2												
	3												
	4	$n_H$	$N_{e\ max}$	$G_{T\ max}$	$M_H$	$P_{KH}$	$P_{кр\ H}$						
	5												
	6												
	7				$M_{k\ max}$	$P_{K\ max}$	$P_{кр\ max}$						
IV	1												
	...												
	...												
	7												

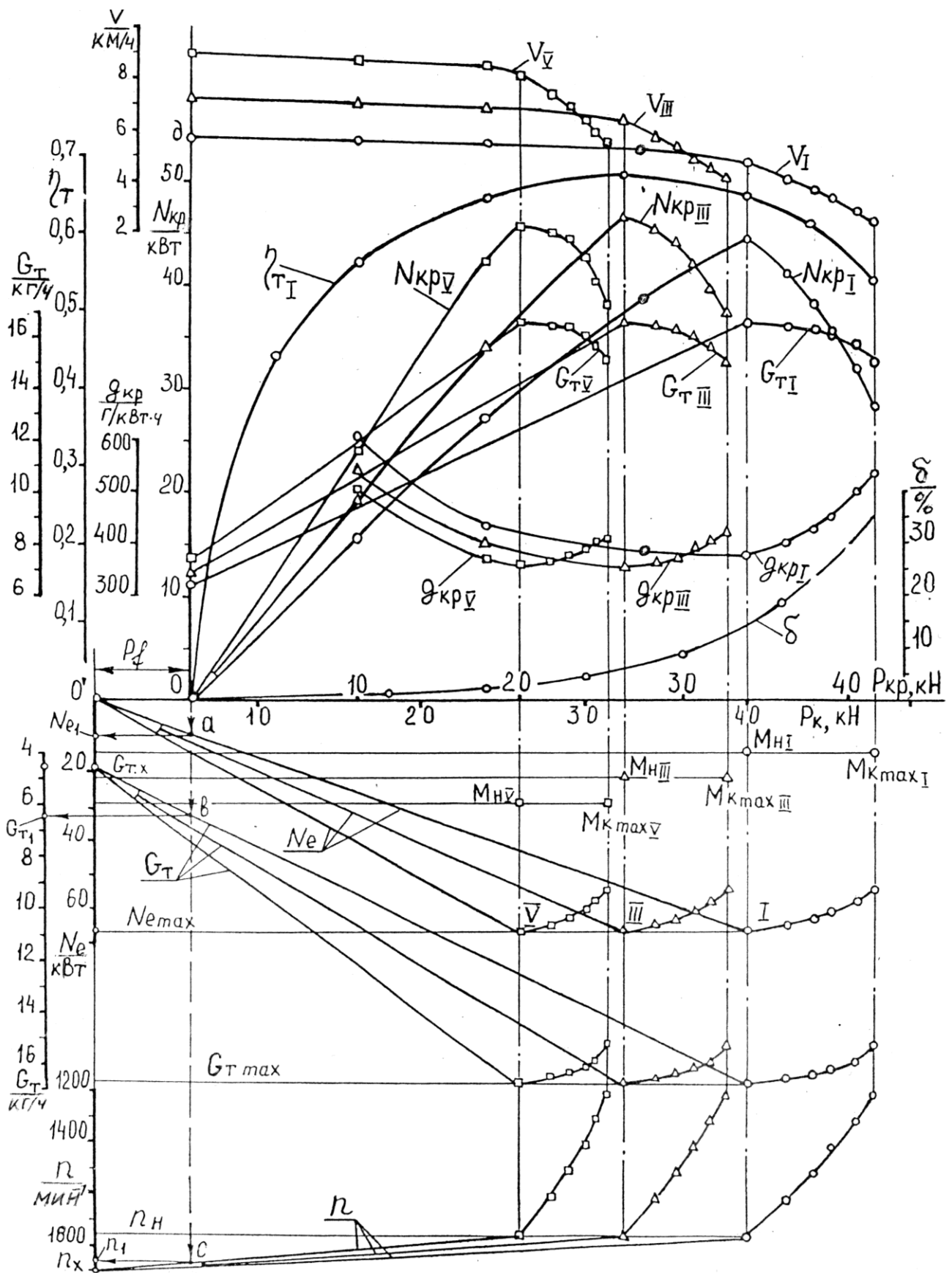


Рисунок 1.2 – Теоретическая тяговая характеристика гусеничного трактора класса 3,0 (30 кН). Фон поля: под посев.

## 1.14. Мощностной баланс трактора

После построения теоретической тяговой характеристики трактора составляют баланс мощностей трактора на каждой передаче для установившегося номинального режима работы.

Мощностной (энергетический) баланс трактора представляет собой уравнение, показывающее, как расходуется во время работы мощность, развиваемая двигателем.

При установившейся работе трактора на горизонтальном участке без отбора мощности через ВОМ уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$N_e = N_{Tp} + N_\delta + N_f + N_{кр}. \quad (1.23)$$

где  $N_e$  - эффективная мощность двигателя;  $N_{Tp}$  - потери мощности на трение в трансмиссии;  $N_\delta$  - затраты мощности на буксование ведущих органов;  $N_f$  - затраты мощности на качение трактора;  $N_{кр}$  - полезная тяговая мощность трактора.

Составляющие мощностного баланса можно определить по следующим зависимостям:

$$N_{Tp} = N_e(1 - \eta_{Tp}), \quad (1.24)$$

где  $\eta_{Tp}$  - КПД трансмиссии; для гусеничного трактора –  $\eta_{TpГ}$ ;

$$N_\delta = \delta N_k, \quad (1.25)$$

где  $N_k$  - мощность, подводимая к ведущим органам;

$$N_k = \eta_{Tp} N_e \quad \text{или} \quad N_k = N_e - N_{Tp}. \quad (1.26)$$

$$N_f = \frac{f m_\delta g V}{3600} = \frac{P_f V}{3600}, \quad (1.27)$$

где  $V$  - действительная скорость движения, км/ч;

$N_{кр}$  – подсчитана ранее, в разделе 1.10, таблица 1.3.;

Результаты расчетов заносятся в таблицу 1.5.

При правильном расчете величина суммы затрат мощности  $\sum N$  должна быть равна номинальной мощности двигателя или отличаться от нее не более чем на 1% с учетом округлений.

Таблица 1.5 – Мощностной (энергетический) баланс трактора

Затраты мощности	Передача									
	I		II		III				Z	
	кВт	%	кВт	%	кВт	%			кВт	%
$N_{Tp}$										
$N_{\delta}$										
$N_f$										
$N_{кр}$										
$N_e = \sum N$										

### 1.15. Анализ тяговой характеристики трактора

Построенную тяговую характеристику необходимо проанализировать для оценки полученных показателей тяговой характеристики, исследования характера их изменения в зависимости от нагрузки на крюке, а также для выяснения влияния, оказываемого на них различными факторами.

На кривых тяговой характеристики каждой передачи можно выделить три характерных режима работы трактора:

- режим работы трактора на холостом ходу,  $P_{кр} = 0$ ;
- режим работы при номинальной нагрузке,  $P_{кр} = P_n$ ;
- режим работа при максимальной нагрузке,  $P_{кр} = P_{кр.max}$ .

Работе трактора при нагрузках  $0 < P_{кр} < P_n$  соответствует работе двигателя на регуляторной ветви. Максимальное значение тяговой мощности  $N_{кр}$  на каждой передаче достигается при максимальной мощности двигателя и соответствует номинальному режиму работы и двигателя, и трактора. При увеличении нагрузки на крюке  $P_{кр} > P_n$  трактор работает с перегрузкой до  $P_{кр.max}$ , что соответствует работе двигателя на безрегуляторной ветви.

Топливная экономичность трактора зависит от экономичности двигателя, степени его загрузки и тягового КПД трактора. Между

удельным расходом двигателя  $g_e$  и удельным расходом трактора  $g_{кр}$  существует следующая зависимость:

$$g_e = g_{кр} \eta_T.$$

Для оценки топливной экономичности трактора рекомендуется рассматривать влияние на  $g_{кр}$  изменения  $N_{кр}$  в пределах от 100 до 50% на каждой передаче, а также изменения  $N_{кр}$  при перегрузках, т.е. до  $P_{кр.max}$ .

По тяговой характеристике, если известно (задано) тяговое усилие агрегируемой машины, необходимо уметь правильно выбирать такую передачу, при работе на которой для заданного усилия можно получить лучшие тяговые и топливно-экономические показатели трактора.

### 1.16. Потенциальная тяговая характеристика трактора

Потенциальная тяговая характеристика строится путем графического изображения мощностного баланса трактора в зависимости от нагрузки на крюка. При этом предполагается, что трактор имеет бесступенчатую трансмиссию, которая позволяет всегда загружать двигатель на номинальную мощность благодаря автоматическому изменению скорости движения при изменении тяговой нагрузки.

Расчет и построение потенциальной тяговой характеристики трактора осуществляется в следующей последовательности.

По оси абсцисс (рис. 1.3) откладывают величину  $P_{кр}$  в соответствующем масштабе до значения максимальной тяговой силы  $P_{кр.max}$ . По оси ординат откладывают значение номинальной мощности двигателя; через полученную точку проводят линию, параллельную оси абсцисс. Затем на график наносят кривую буксования  $\delta = f(P_{кр})$  с графика тяговой характеристики, рассчитанную ранее.

По формуле (1.24) подсчитывают потери мощности в трансмиссии и откладывают величину  $N_{тр}$  вниз от верхней горизонтальной линии, считая, что потери в трансмиссии постоянны при всех  $P_{кр}$ .

В таблице 1.6 принимают значения  $P_{кр}$  от 0 до  $P_{кр. max}$  через равные интервалы (6...8 точек). Для каждого значения подсчитывают величину теоретической скорости по формуле:

$$V_T = \frac{3600 N_{\kappa}}{P_{кр} + fG}, \text{ км/ч}, \quad (1.28)$$

где  $N_{\kappa}$  мощность, подводимая к ведущим колесам, определяемая из графика или по формуле (1.26);  $fG$ - сила сопротивления качанию трактора, принимается постоянной величиной при всех  $P_{кр}$ , Н.

Таблица 1.6 – Расчет потенциальной характеристики трактора

$P_{кр, Н}$	$V_T, \text{ км/ч}$	$\delta$	$V, \text{ км/ч}$	$N_{Tp}, \text{ кВт}$	$N_{\delta}, \text{ кВт}$	$N_f, \text{ кВт}$
0						
$P_{кр. max}$						

По полученным данным результатам на график наносят кривую  $V_T = f(P_{кр})$ . Зная  $V_T$  и  $\delta$  для каждого значения  $P_{кр}$ , подсчитывают действительные скорости  $V$  и заносят результаты в соответствующий столбец.

Величину мощности  $N_{\delta}$  для каждого  $P_{кр}$  подсчитывают по формуле (1.25) и откладывают вниз от горизонтали  $N_{\kappa}$ ; мощность  $N_f$ , определяют по формуле (1.27) и откладывают вниз от мощности  $N$ , оставшейся после вычисления  $N_{Tp}$  и  $N_{\delta}$ :

$$N = N_H - N_{Tp} - N_{\delta}$$

Полученная в результате построения кривая мощности  $N_{кр} = f(P_{кр})$  и есть потенциальная тяговая характеристика трактора.

Каждая строка в таблице 1.6 или каждая ордината графика представляют собой соответственно расчетное и графическое изображение тягового баланса трактора при определенном тяговом усилии.

Кривая потенциальной тяговой характеристики трактора представляет собой в своем масштабе тяговый КПД-  $\eta_T$  трактора, если всю мощность  $N_H$  принять за единицу или 100%.

Максимальным значениям  $N_{кр}$  и  $\eta_T$  соответствуют оптимальные значения  $P_{кр}$  и  $V$ ; при этом сумма затрат мощности  $N_\delta + N_f$  составляет минимальную величину.

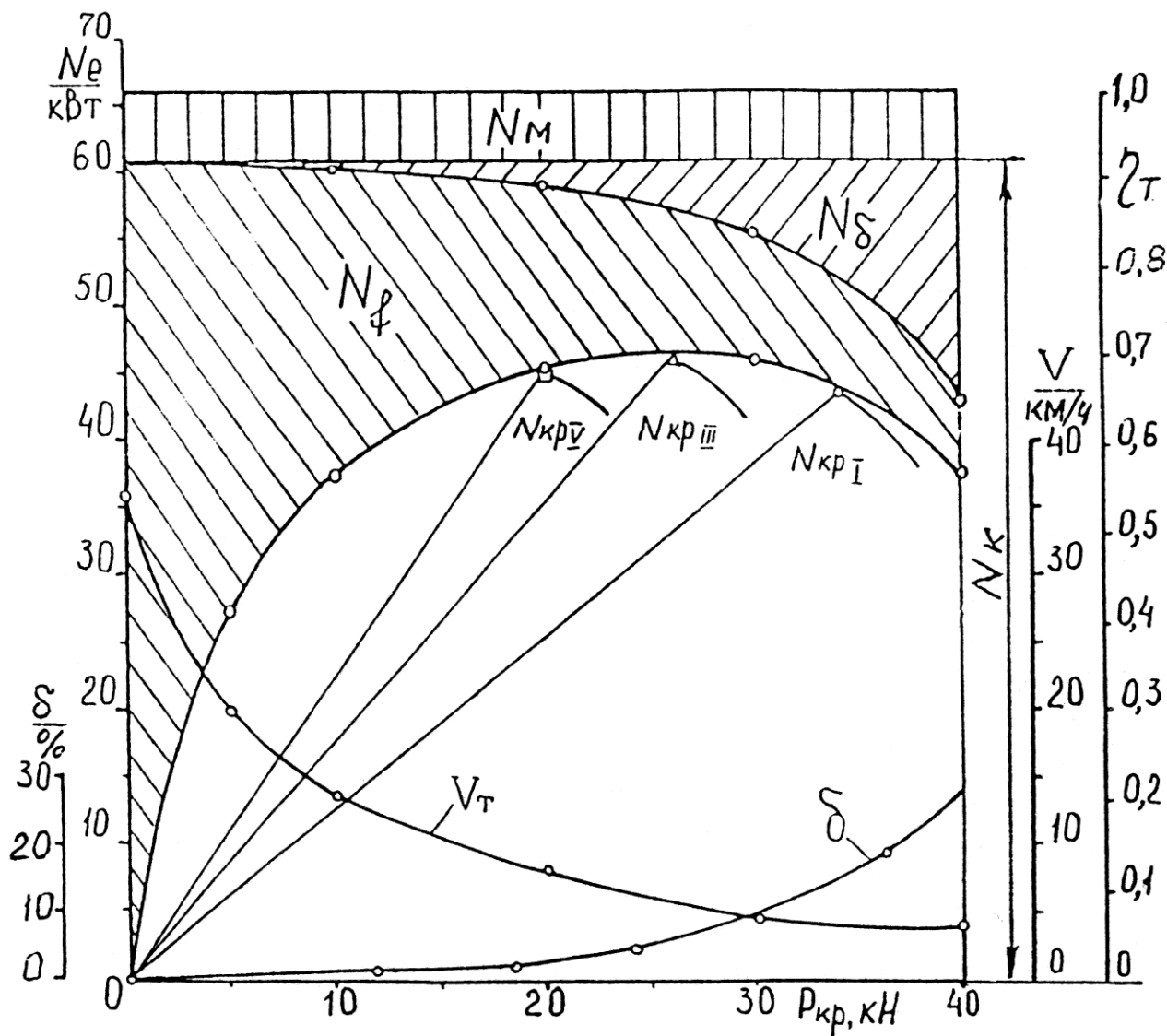


Рисунок 1.3 – Потенциальная тяговая характеристика трактора класса 3,0 (30 кН)

## ЧАСТЬ II

### ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

При выполнении второй части курсового проекта определяют основные параметры автомобиля, обеспечивающие необходимые тяговые и скоростные качества его в заданных дорожных условиях, а также производят оценку топливной экономичности автомобиля в различных дорожных условиях.

Расчет производят по индивидуальному заданию в следующей последовательности.

#### 2.1. Полная масса автомобиля

Массу полностью груженого автомобиля можно определить следующим образом:

$$\text{грузового автомобиля} - m_a = m_0 + m_{\Gamma} + 75n;$$

$$\text{легкового автомобиля} - m_a = m_0 + m_{\Gamma} = m_0 + (m_{\delta} + 75n);$$

$$\text{автобуса} - m_a = m_0 + m_{\delta} + 75n.$$

где  $m_a$  - полная масса автомобиля, кг;  $m_0$  - масса порожнего автомобиля, кг;  $m_{\Gamma}$  - грузоподъемность автомобиля (по заданию), кг;  $n$  - число пассажиров, включая водителя; 75 – масса одного пассажира, кг;  $m_{\delta}$  - масса багажа (20 – 50 кг).

Массу порожнего автомобиля принимают по прототипу (для автобуса) или находят из соотношения:  $m_{\Gamma}/m_0 = \Gamma$ , где  $\Gamma$  - коэффициент грузоподъемности. Для большинства легковых автомобилей  $\Gamma = 0,28 \dots 0,40$ ; для грузовых –  $0,9 \dots 1,2$ .

Тогда вес, или сила тяжести, полностью груженого автомобиля равен:

$$G_a = m_a g, \text{ Н,}$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

#### 2.2. Подбор шин и определение радиуса колеса

Подбор шин производится по справочным данным [6] или по таблице 7 (Приложения) в зависимости от нагрузки, приходящейся на колесо, и максимально допустимой скорости; можно принимать шины по данным предполагаемого автомобиля-прототипа.



Примерное распределение полного веса автомобиля между осями приведено в таблице 2.1.

Нагрузка на одно колесо определяется по формуле:

$$G_{\text{кол}} = \frac{\lambda_{\text{к}} G_{\alpha}}{n_{\text{к}}} \text{ Н},$$

где  $\lambda_{\text{к}}$  - коэффициент нагрузки ведущих колес в сотых долях;

$n_{\text{к}}$  - число колес на ведущей оси.

Таблица 2.1 – Распределение полного веса автомобиля между осями, в %

Тип автомобиля	Передняя ось ( $\lambda_{\text{п}}$ )	Задняя ось ( $\lambda_{\text{к}}$ )
Грузовые 4x2	25	75
Грузовые 6x4	20	80
Легковые	47	53

Подобрав тип и размеры шины, для практических расчетов, можно принять радиус качения  $r_{\text{к}}$  равным статическому радиусу колеса, значения которого приводятся в справочных данных по шинам [6].

Если в таблицах по шинам приводятся наружный диаметр шины без нагрузки  $d_0$ , то динамический радиус  $r_{\text{к}}$  можно подсчитать следующим образом:

$$r_{\text{к}} = \lambda_{\text{ш}} 0,5d_0,$$

где  $\lambda_{\text{ш}}$  - коэффициент деформации шины (можно принимать равным – 0,93...0.935).

### 2.3. Расчет мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя

Мощность двигателя  $N_e$ , необходимую для движения полностью нагруженного автомобиля с максимальной скоростью в определенных дорожных условиях, определяют по формуле:

$$N_e = \frac{V_{\text{max}}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left( \psi G_a + \frac{k F V_{\text{max}}^2}{13} \right) \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где  $V_{\max}$  - заданная максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км/ч;  $G_a$  - сила тяжести автомобиля с грузом, Н;  $\psi$  - приведенный коэффициент дорожного сопротивления,

$$\psi = f + i,$$

здесь  $f$  - коэффициент сопротивления качения;  $i$  - величина подъема.

Равномерное движение с  $V_{\max}$  возможно при движении автомобиля по асфальтированному шоссе или гравийно-щебеночной дороге, когда  $f = 0.015 \dots 0,025$ ; кроме того, должен быть запас мощности двигателя для преодоления небольших подъемов  $i = 0,01 \dots 0,015$  без заметного снижения скорости движения автомобиля.

Таким образом, можно принимать:

$\psi = 0,025 \dots 0,04$ , ближе к верхнему или верхний предел — для грузовых автомобилей;  $k$  - коэффициент обтекаемости лобового сопротивления автомобиля,  $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ ;  $F$  - площадь лобового сопротивления автомобиля,  $\text{м}^2$ ; (значения  $k$  и  $F$  принимаются в зависимости от типа автомобиля по таблице 3, **Приложения**);  $\eta_{\text{тр}}$  - механический КПД трансмиссии, подсчитывается, как и для трактора, по формуле (1.5), при этом учитывается КПД карданной передачи  $\eta_{\text{кп}} = 0,99$ .

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_x \eta_{\text{ц}}^n \eta_{\text{к}}^m \eta_{\text{кп}}.$$

Для обеспечения необходимого запаса мощности и динамического фактора в области средних эксплуатационных скоростей движения автомобиля определяют максимальную мощность двигателя по формуле:

$$N_{e_{\max}} = (1,05 \dots 1,10) N_e, \text{ кВт}$$

Полученная величина округляется до целого числа.

Максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя, соответствующую  $N_{e_{\max}}$  определяют через коэффициент оборотности, равный отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости движения автомобиля на прямой передаче:

$$\tau_n = \frac{n_{\max}}{V_{\max}}, \text{ мин}^{-1}/(\text{км/ч}). \quad (2.2)$$

Средние значения коэффициента оборотности  $\tau_n$  можно принимать: для легковых автомобилей — 20 . . . 30; для грузовых

автомобилей с бензиновым двигателем - 40...50; для грузовых автомобилей с дизельным двигателем - 30...40.

Принимая определенное значение  $\tau_n$ , определяют максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя из выражения (2.2):

$$n_{\max} = \tau_n V_{\max}.$$

Полученную величину округляют до двух последних нулей.

#### 2.4. Расчет и построение скоростной внешней характеристики двигателя

С некоторой погрешностью скоростная внешняя характеристика для бензинового четырехтактного двигателя может быть определена и построена по следующим данным:

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{мин}^{-1}$						
$N_e, \%$	20	50	73	92	100	92
$N_e, \text{кВт}$						

Для дизельных автомобильных четырехтактных двигателей зависимость мощности от оборотов можно принять следующую:

$n, \%$	20	40	60	80	100	110
$n, \text{мин}^{-1}$						
$N_e, \%$	17	41	67	87	100	0
$N_e, \text{кВт}$						

Полученные, в результате расчета,  $N_{e\max}$  и  $n_{\max}$  принимаем за 100%.

Для каждого скоростного режима работы двигателя подсчитываем крутящий момент двигателя:

$$M_{Ki} = \frac{9550 N_{ei}}{n_i}, \text{ Нм},$$

где  $N_{ei}$  - мощность, соответствующая скоростному режиму работу двигателя.

Кривая удельного расхода топлива рассчитывается по следующим данным:

$n, \%$	20	40	60	80	100	110 (для дизельных)	120 (для бензиновых)
$n, \text{мин}^{-1}$							
$g_e, \%$	110	100	95	95	100	$\infty$	115
$g_e, \text{г/кВт ч}$							

За 100 % удельного расхода топлива при 100 %  $n$  следует принимать  $g_e=300...325$  г/кВт ч для бензиновых двигателей со степенью сжатия 6,5...7,0; для дизельных двигателей – 225...250 г/кВт ч.

Часовой расход топлива для каждого скоростного режима работы двигателя подсчитывают по формуле:

$$G_{Ti} = g_{ei} N_{ei} 10^{-3} \text{ кг/ч.} \quad (2.3)$$

Если двигатель дизельный, то расход топлива на холостом ходу при  $n=110\%$  принимают:

$$G_{T.x} = (0.25...0.30) G_{T_{\max}} \text{ кг/ч,}$$

где  $G_{T.x}$  - часовой расход топлива, соответствующий  $N_{e_{\max}}$  при  $n=100\%$ .

Результаты расчета рекомендуется свести в общую таблицу, по которой строится скоростная внешняя характеристика бензинового (дизельного) двигателя.

Таблица 2.2 – Скоростная внешняя характеристика двигателя

Показатель	$0,2 n_{\max}$	$0,4 n_{\max}$	$0,6 n_{\max}$	$0,8 n_{\max}$	$n_{\max}$	$1,2(1,1) n_{\max}$
$n, \text{мин}^{-1}$						
$N_e, \text{кВт}$						
$M_K, \text{Н м}$						
$g_e, \text{г/кВт ч}$						
$G_T, \text{кг/ч}$						

На рис. 2.1 и 2.2 в качестве примера показаны скоростные характеристики бензинового и дизельного двигателей:

$$N_e, M_K, G_T, g_e = f(n).$$

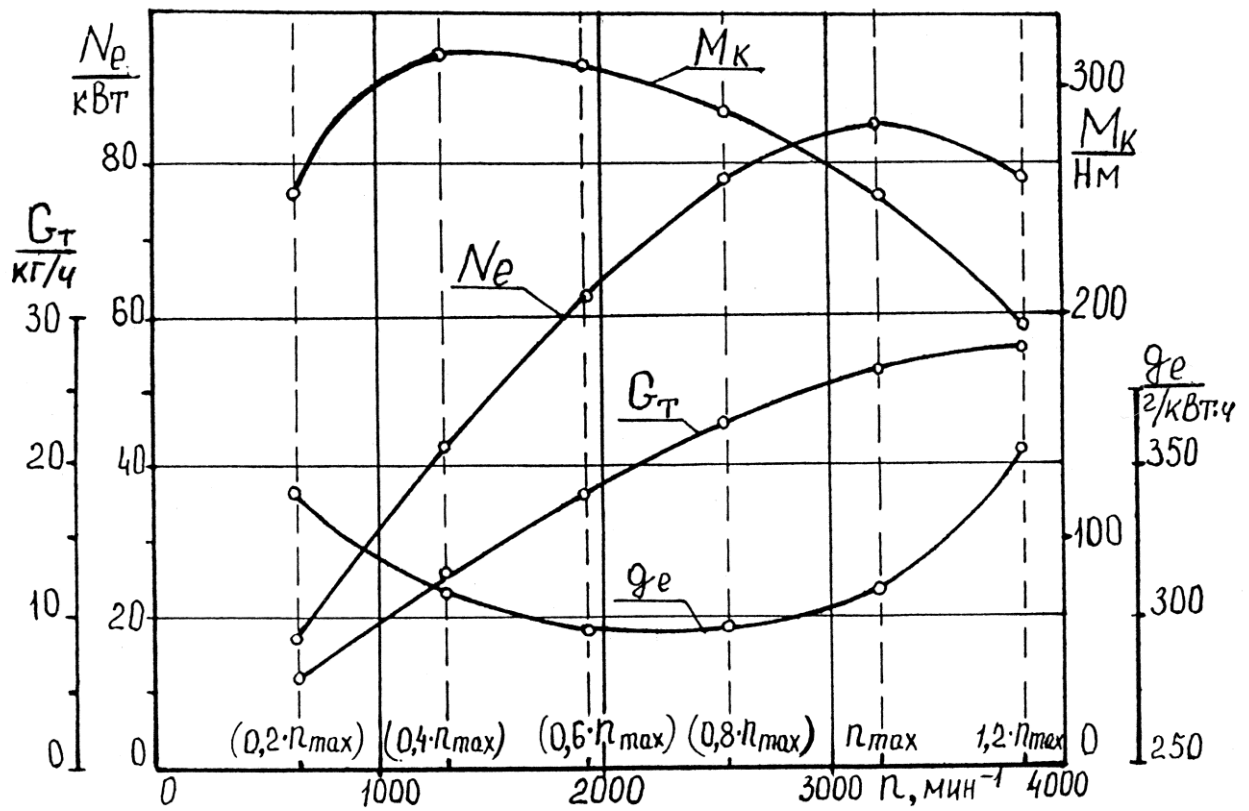


Рис. 2.1. Скоростная внешняя характеристика бензинового двигателя

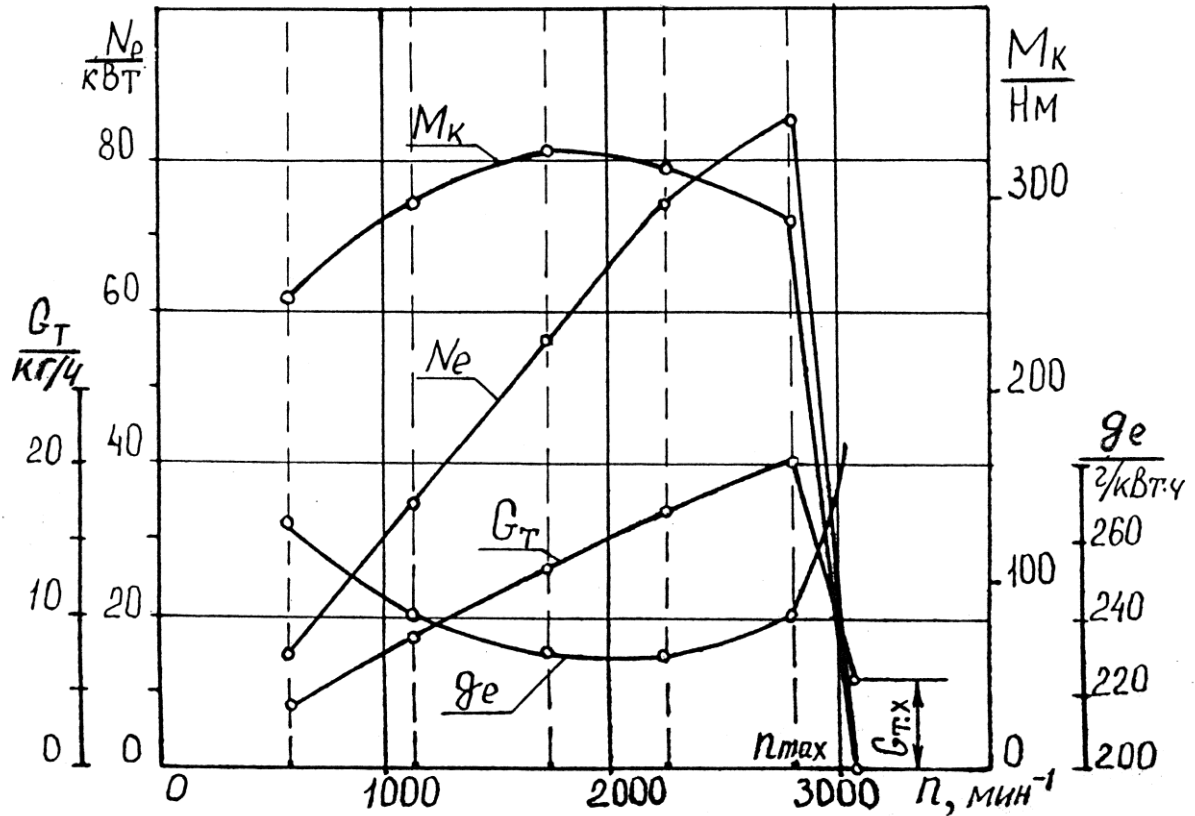


Рисунок 2.2 – Скоростная регуляторная характеристика дизеля

## 2.5. Определение передаточного числа главной передачи

Пользуясь выражением (1.12) для расчета теоретической скорости движения автомобиля, запишем:

$$V = 0.377 \frac{n_{\max} r_K}{i_K i_0}, \text{ км/ч,}$$

где  $i_K$  - передаточное число коробки передач;  $i_0$  - передаточное число главной передачи.

Передаточное число главной передачи  $i_0$  рассчитывают из условия движения автомобиля с максимальной заданной скоростью на прямой передаче, когда  $i_K = 1$ .

$$\text{Тогда} \quad i_0 = 0.377 \frac{n_{\max} r_K}{V_{\max}}, \quad (2.4)$$

где  $n_{\max}$  - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче. Обычно у легковых автомобилей  $i_0 < 5$ , у грузовых  $i_0 < 9$ .

## 2.6. Расчет передаточных чисел коробки передач

При расчете передаточных чисел коробки передач вначале определяют передаточное число на первой передаче.

Исходя из условия обеспечения преодоления максимального заданного дорожного сопротивления движению автомобиля, имеем следующую зависимость:

$$P_{K\max} = \frac{M_{K\max} i_{K1} i_0 \eta_{TP}}{r_K} \geq \psi_{\max} G_a. \quad (2.5)$$

Отсюда передаточное число коробки передач на первой передаче  $i_{K1}$  будет равно:

$$i_{K1} \geq \frac{G_a \psi_{\max} r_K}{M_{K\max} \eta_{TP} i_0}, \quad (2.6)$$

где  $G_a$  - сила тяжести автомобиля с грузом, Н;  $\psi_{\max}$  - приведенный максимальный коэффициент дорожного сопротивления (**по заданию**);  $M_{K\max}$  - максимальный крутящий момент двигателя по скоростной внешней характеристике, Нм;  $\eta_{TP}$  - КПД трансмиссии;  $i_0$  - передаточное число главной передачи;  $r_K$  - радиус качения колес, м.

Из условия по сцеплению ведущих колес с дорогой передаточное число первой передачи должно исключать их буксование, которое может возникнуть при максимальной касательной силе тяги  $P_{K_{\max}}$ , т.е.:

$$P_{K_{\max}} \leq \varphi \lambda G_a, \quad (2.7)$$

где  $\lambda$  - коэффициент нагрузки ведущих колес (из таблицы 2.1);  $\varphi$  - коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой (для сухой дороги  $\varphi=0,6 \dots 0,7$ ).

Выражение (2.7) преобразуем по аналогии с зависимостями (2.5) и (2.6). Получим передаточное число на первой передаче по сцеплению:

$$i_{K_1 \varphi} \leq \frac{\varphi \lambda G_a r_K}{M_{K_{\max}} \eta_{Tp} i_0}. \quad (2.8)$$

Таким образом, передаточное число первой ступени коробки передач  $i_{K_1}$  должно лежать в пределах, обуславливающих преодоление автомобилем максимального дорожного сопротивления и отсутствие буксования ведущих колес.

Передаточные числа промежуточных передач образуют ряд отношений, подчиняющихся закону геометрической прогрессии, так как при этом достигаются интенсивный разгон автомобиля и, как следствие, наибольшая производительность и экономичность его.

$$\frac{i_{K_1}}{i_{K_2}} = \frac{i_{K_2}}{i_{K_3}} = \frac{i_{K_3}}{i_{K_4}} = q, \quad (2.9)$$

где  $q$  - знаменатель геометрической прогрессии, который определяется по формуле:

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{K_1}}{i_z}},$$

так как высшая передача прямая, т.е.  $i_z = 1$ .

Тогда 
$$q = z^{-1} \sqrt{i_{K_1}},$$

где  $z$  - число передач коробки (по заданию).

Передаточные числа коробки передач могут быть определены по зависимостям, приведенным в таблице 2.3.

Если задана пятиступенчатая коробка передач и пятая передача – повышенная (ускоряющая), то расчет ведется, как для четырехступенчатой коробки передач, считая прямой передачей четвертую, а

передаточное число пятой (повышенной), передачи принимается равным 0,65 . . . 0,80 и оказывается вне геометрического ряда.

Зная передаточные числа коробки передач и главной передачи, определяют передаточные числа трансмиссии для каждой передачи.

Таблица 2.3 – Расчетные зависимости для определения передаточных чисел коробки передач

Передача	Коробка передач			
	3-ступенчатая	4-ступенчатая	5-ступенчатая	
Первая	$i_{K_1}$	$i_{K_1}$	$i_{K_1}$	$i_{K_1}$
Вторая	$\sqrt{i_{K_1}}$	$\sqrt[3]{i_{K_1}^2}$	$\sqrt[4]{i_{K_1}^3}$	$\sqrt[3]{i_{K_1}^2}$
Третья	1	$\sqrt[3]{i_{K_1}}$	$\sqrt[4]{i_{K_1}^2}$	$\sqrt[3]{i_{K_1}}$
Четвертая	–	1	$\sqrt[4]{i_{K_1}}$	1
Пятая	–	–	1	(0,65...0,80)

## 2.7. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамической характеристикой автомобиля называется графическое изображение динамического фактора в зависимости от скорости движения автомобиля на различных передачах.

Динамический фактор ( $D$ ) представляет собой отношение тягового запаса  $P_K - P_W$  к силе тяжести автомобиля, т.е. удельный тяговый запас:

$$D = \frac{P_K - P_W}{G_a} = \frac{\frac{M_K i_K i_o \eta_{TP}}{r_K} - \frac{k F V^2}{13}}{G_a}, \quad (2.10)$$

где  $P_K$  - касательная сила тяги, Н;  $P_W$  - сила сопротивления воздуха, Н;  $G_a$  - сила тяжести автомобиля с грузом, Н.

С помощью динамического фактора (вследствие его относительности) можно сравнивать тягово-цепные и разгонные свойства различных автомобилей независимо от их грузоподъемности и веса.

Величина динамического фактора зависит от характера протекания кривой крутящего момента двигателя, передаточного числа трансмиссии, скорости движения автомобиля и его массы.



Расчет динамической характеристики производится для всех передач в следующей последовательности.

В таблицу 2.4 заносят данные скоростной внешней характеристики двигателя  $n$  и  $M_K$ , которые являются постоянными для всех передач.

Для каждого скоростного режима работы двигателя подсчитывают скорость автомобиля на каждой передаче:

$$V_i = 0.377 \frac{n_i r_K}{i_K i_O}, \text{ км/ч.} \quad (2.11)$$

Далее определяют величину касательной силы тяги по передачам для каждого скоростного режима работы двигателя:

$$P_{Ki} = \frac{M_{Ki} i_K i_O \eta_{TP}}{r_K}, \text{ Н} \quad (2.12)$$

и силу сопротивления воздуха:

$$P_w = \frac{k F V_i^2}{13}, \text{ Н} \quad (2.13)$$

Затем подсчитывают динамический фактор (с точностью до 0,001) для каждой скорости движения на всех передачах:

$$D_i = \frac{P_{Ki} - P_{wi}}{G_a}. \quad (2.14)$$

Таблица 2.4

Результаты расчета динамической характеристики автомобиля

Показатели	$0,2 n_{\max}$	$0,4 n_{\max}$	$0,6 n_{\max}$	$0,8 n_{\max}$	$n_{\max}$
$n$ , мин <sup>-1</sup>					
$M_K$ , Н м					
I передача					
$V$ , км/ч					
$P_K$ , Н					
$P_w$ , Н					
$D$					
$D_o$ ( $\Gamma=1$ )					
II передача					
$V$ , км/ч					
и т.д.					

Результаты расчетов сводят в таблицу 2.4 и строят динамическую характеристику автомобиля, т.е. кривые  $D = f(V)$  для каждой передачи (рис. 2.3).

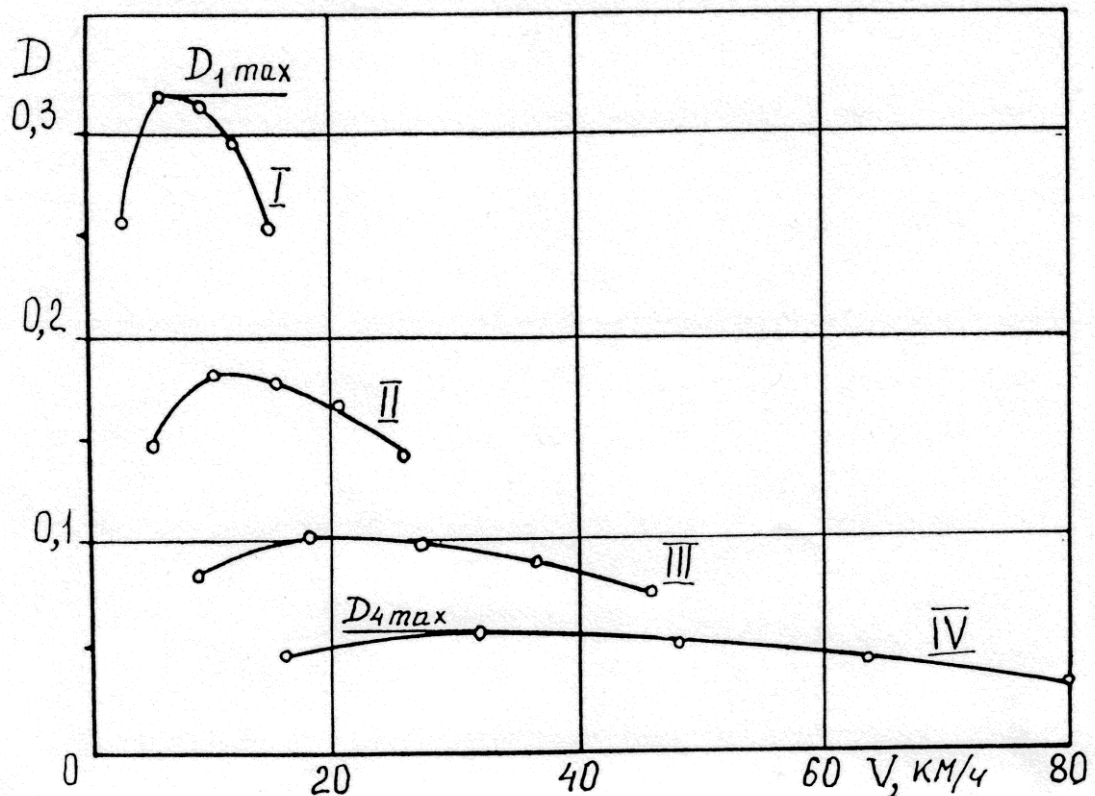


Рисунок 2.3 – Динамическая характеристика автомобиля

По динамической характеристике следует определить:

- а) максимальную скорость движения на прямой передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе ( $f = 0,015$ );
- б) максимальный динамический фактор на низшей и высшей передачах;
- в) максимально возможные углы подъема автомобиля (в градусах) при движении на низшей и высшей передачах по асфальтированному шоссе ( $f = 0,02$ ) и сухой грунтовой дороге ( $f = 0,04$ ).

## 2.8. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля

Одним из основных измерителей топливной экономичности эксплуатационного свойства принято считать количество топлива ( $Q_s$ ) расходуемого на 100 км пути при размеренном движении с определенной скоростью в заданных дорожных условиях:

$$Q_s = \frac{g_e N_{ei}}{10V_i \gamma_T}, \text{ л/100 км,} \quad (2.15)$$

где  $g_e$  - удельный расход топлива соответствующий данному режиму работы двигателя, г/кВтч;  $N_{ei}$  - мощность, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт;  $V_i$  - скорость движения автомобиля, км/ч;  $\gamma_T$  - плотность топлива, кг/л (для бензина  $\gamma_T=0,725$ , для дизельного топлива  $\gamma_T=0,825$  кг/л).

Эффективная мощность двигателя  $N_e$ , необходимая для движения в заданных дорожных условиях, определяется по формуле:

$$N_{ei} = \frac{V_i}{3600\eta_{TP}} (P_\psi + P_w) = \frac{V_i}{3600\eta_{TP}} \left( \psi G_a + \frac{kFV_i^2}{13} \right) \quad (2.16)$$

Удельный расход топлива  $g_e$  зависит от экономичности и режима работы двигателя, установленного на автомобиле. Значение этого показателя изменяется в широких пределах с изменением мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому режим работы при движении автомобиля существенно влияет на его топливную экономичность.

Для ориентировочных расчетов величину  $g_e$  можно определить по формуле:

$$g_e = k_n k_N g_{eN_{\max}}, \quad (2.17)$$

где  $g_{eN_{\max}}$  - удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя из таблицы 2.2, для соответствующего скоростного режима работы двигателя;  $k_n, k_N$  - коэффициенты, учитывающие изменение в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и степени загрузки двигателя, соответственно

На рис. 2.4 а, б изображены зависимости

$$k_n = f \frac{n_i}{n_{\max}} ; k_N = f \frac{N_{ei}}{N_{ei.вн}} , \quad (2.18)$$

по которым можно определить численные значения коэффициентов  $k_n, k_N$ .

В зависимостях (2.18)  $n_i$  - текущее значение оборотов двигателя по скоростной внешней характеристике:  $0,2n_{\max}$ ,  $0,4n_{\max}$  и т.д.;  $n_{\max}$  - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая  $V_{\max}$ ;  $N_{ei}$  - мощность двигателя, подсчитанная по формуле (2.16) для соответствующей скорости движения автомобиля;  $N_{ei.вн}$  - мощность по скоростной внешней характеристике для соответствующего скоростного режима работы двигателя, из таблицы 2.2.

В курсовой работе расчет экономической характеристики выполняется для прямой передачи ( $i_K = 1$ ) и трех различных дорожных сопротивлений  $\psi$ , которые можно принять равными следующим значениям динамического фактора для этой передачи:  $\psi_1 \approx (0,7...0,9) D$ ;  $\psi_2 \approx (1,0...1,3) D$ ;  $\psi_3 = (1,3...1,6) D$ . Здесь значение  $D$  равно при  $V_{\max}$ .

Порядок расчета экономической характеристики автомобиля следующий.

Подготавливают таблицу по форме таблицы 2.5.

Таблица 2.5 – Расчет экономической характеристики автомобиля

$\psi$ ( $P_\psi$ )	$n_i$ , мин <sup>-1</sup>	$N_{ei.вн}$ , кВт	$V_i$ , км/ч	$\frac{n_i}{n_{\max}}$	$k_n$	$P_w$ , Н	$N_{ei}$ , кВт	$\frac{N_{ei}}{N_{ei.вн}}$	$k_N$	$g_e$ , г/кВтч	$Q_s$ , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\psi_1$ ( $P_{\psi 1}$ )				0,2 0,4 --/-- 1,0							
$\psi_2$ ( $P_{\psi 2}$ )				0,2 --/-- 1,0							

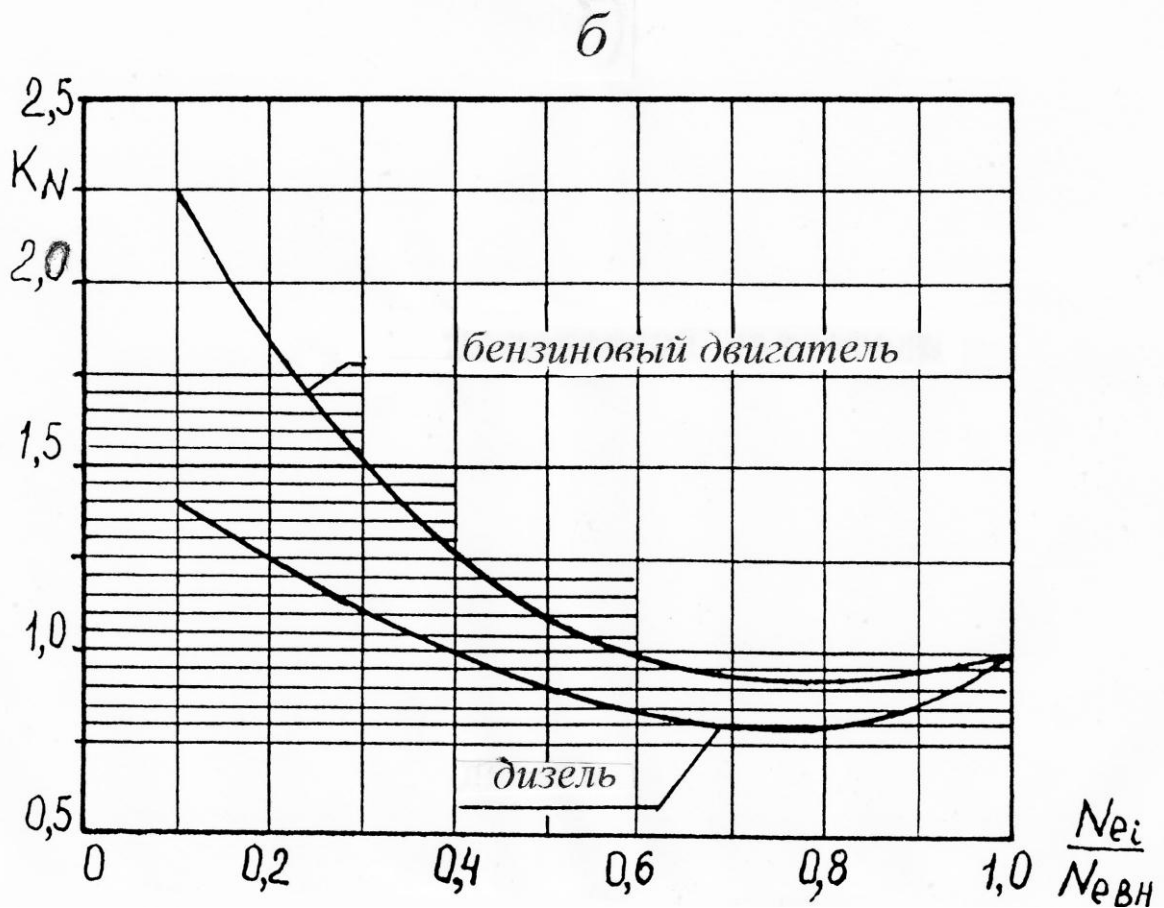
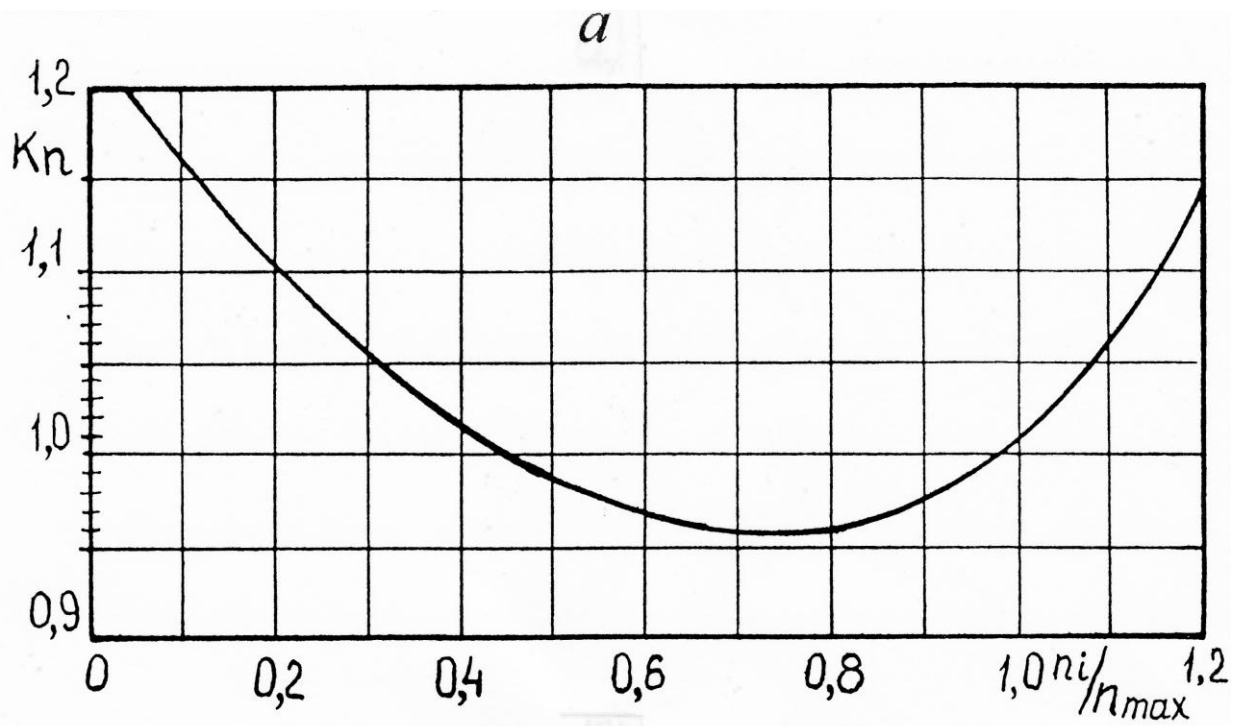


Рисунок 2.4 – Графические зависимости для выбора коэффициентов: *a* –  $k_n$ ; *б* –  $k_N$ .

Предварительно во второй и третий столбцы вносят данные  $n$  и  $N_e$  скоростной внешней характеристики (табл.2.2); в четвертый и седьмой столбцы – соответственно значения скорости ( $v_i$ ) и силы сопротивления воздуха ( $P_w$ ) для различных значений  $n_i$  на прямой передаче (из таблицы 2.4, формулы 2.11 и 2.13.). В соответствии отношением  $\frac{n_i}{n_{\max}}$  по графику (рис.2.4. а) определяют значения  $k_n$ .

Далее по формуле (2.16) определяют величину  $N_{ei}$  для различных скоростей движения автомобиля для принятого дорожного сопротивления  $\psi_1$ . Находят отношение  $\frac{N_{ei}}{N_{ei.вн}}$  для соответствующей скорости движения по графику (рис.2.4,б) определяют величину  $k_N$ .

По формулам (2.17) и (2.15) рассчитывают удельный расход топлива  $g_e$  и расход топлива в литрах на 100 км пути.

Аналогично выполняют расчеты и для других дорожных сопротивлений  $\psi_2$  и  $\psi_3$ .

По данным таблицы 2.5 строят график экономической характеристики автомобиля  $Q_s = f(V)$  для различных дорожных условий (рис.2.4).

Анализируя полученную экономическую характеристику, необходимо определить наиболее экономичные скорости движения для каждого дорожного сопротивления, отметить участки повышенных расходов топлива в зонах больших и малых скоростей движения, установить максимально возможные скорости движения в зависимости от дорожных сопротивлений, определить, какому типу пути соответствуют расчетные дорожные сопротивления.

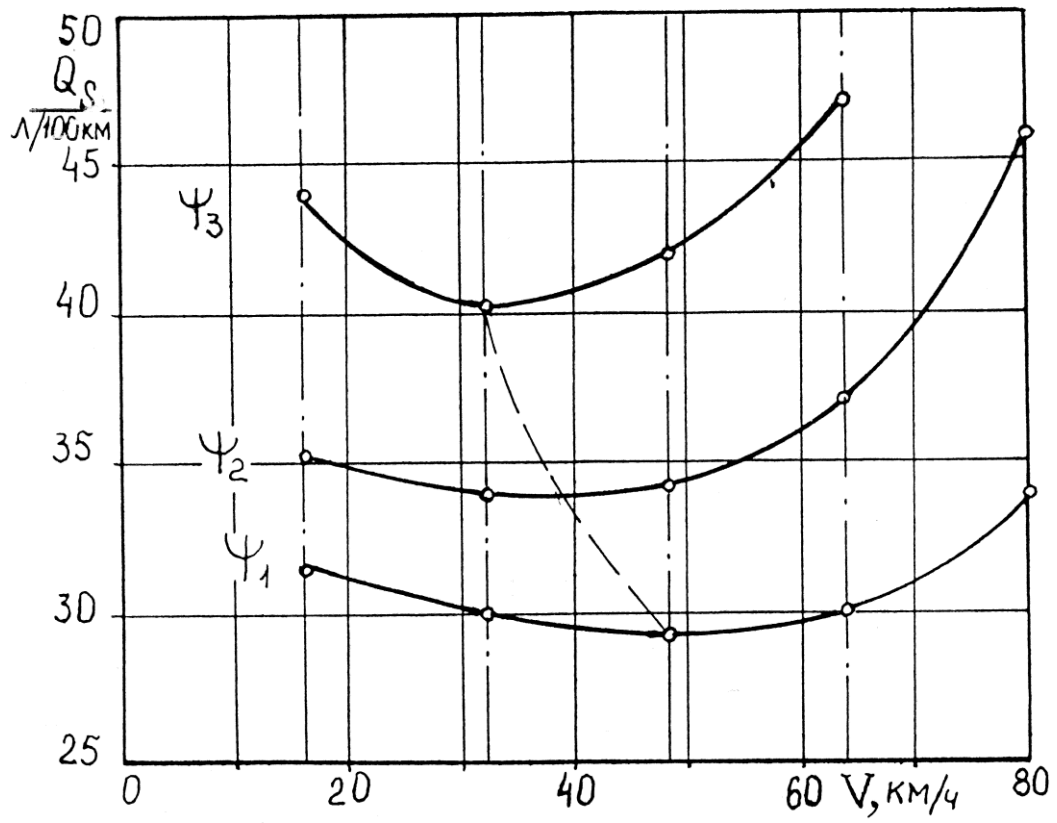


Рисунок 2.5 – Экономическая характеристика автомобиля

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет с.-х. тракторов: Справочное пособие/ Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.
2. ГОСТ 19677-87. Тракторы сельскохозяйственные. Общие технические условия.
3. ГОСТ 30745-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей.
4. ГОСТ 5513-86. Шины пневматические для грузовых автомобилей, автоприцепов, автобусов и троллейбусов. Технические условия.
5. Литвинов А.С., Фаробия Я.И. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета автомобиля и трактора. М.: Колос, 1972. 384 с.
7. Скотников В.А, и др. Основы теории и расчета автомобиля и трактора. М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.
8. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: КолосС. 2004. – 504 с. (Учебники и учеб. пособия для студентов высших учебных заведений).



## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – Коэффициенты сопротивления качению  $f$  и коэффициенты сцепления  $\varphi_{сц}$  тракторов

Почвенный фон (тип пути)	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	$f$	$\varphi_{сц}$	$f$	$\varphi_{сц}$
Грунтовая сухая дорога	0,03-0,05	0,6-0,8	0,05-0,07	0,9-1,1
Целина, плотная залежь	0,05-0,07	0,7-0,9	0,06-0,07	1,0-1,2
Залежь 2 – 3 лет	0,06-0,08	0,6-0,8	0,06-0,07	0,9-1,1
Стерня	0,08-0,10	0,6-0,8	0,06-0,08	0,8-1,0
Вспаханное поле	0,12-0,18	0,5-0,7	0,08-0,10	0,6-0,8
Поле, подготовленное под посев	0,16-0,18	0,4-0,6	0,09-0,12	0,6-0,7
Укатанная снежная дорога	0,03-0,04	0,3-0,4	0,06-0,07	0,5-0,7

Таблица 2 – Коэффициенты сопротивления качению  $f$  и коэффициенты сцепления  $\varphi_{сц}$  автомобилей

Тип пути	$f$	$\varphi_{сц}$
Асфальтированное шоссе	0,015-0,020	0,60-0,75
Гравийно-щебеночная дорога	0,020-0,030	0,50-0,65
Сухая грунтовая дорога	0,030-0,500	0,50-0,70
Грунтовая дорога после дождя	0,050-0,150	0,35-0,50
Снежная укатанная дорога	0,030-0,040	0,30-0,35
Песок	0,100-0,300	0,65-0,75

Таблица 3 – Коэффициенты обтекаемости и лобовые площади автомобилей

Тип машины	Коэффициент обтекаемости автомобилей, $K$ , Нс <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	Площадь лобовой поверхности, $F$ , м <sup>2</sup>
Легковые с закрытыми кузовами	0,15 ... 0,35	1,3 ... 2,8
Грузовые автомобили	0,5 ... 0,80	3,5 ... 6,5
Микроавтобусы, автобусы	0,25 ... 0,60	3,0 ... 7,5

Таблица 4 – Регуляторные характеристики дизелей колесных и гусеничных тракторов

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг
1	2	3	1	2	3	1	2	3
1. Д-21А (Т-25К; Т-25А2)*			2. Д-120 (Т-16М)*			3. Д-37М (Т-40; Т-40А)*		
1100	13,0	2,8	1200	14,6	3,0	800	16,6	4,4
1300	14,9	3,3	1400	16,7	3,6	1000	21,0	5,8
1500	16,7	3,8	1600	19,0	4,2	1200	25,4	6,6
1600	17,6	4,1	1800	21,2	4,9	1400	27,6	7,1
<b>1700</b>	<b>18,4</b>	<b>4,4</b>	<b>2000</b>	<b>23,5</b>	<b>5,6</b>	<b>1600</b>	<b>29,4</b>	<b>7,4</b>
1800	0	1,1	2100	0	1,2	1750	0	2,5
4. Д-37-Е (Т-40М; Т-28Х)*			5. Д-50 (МТЗ-50Л; (МТЗ-52Л)*			6. Д-144 (Т-28Х4М)*		
1000	20,8	5,6	1200	33,3	9,3	1440	35,7	12,5
1200	26,3	7,4	1400	37,4	9,9	1500	37,0	13,5
1400	31,8	8,5	1500	38,8	10,1	1700	41,2	14,4
1600	34,5	9,1	1600	40,2	10,4	1850	44,0	14,8
<b>1800</b>	<b>36,8</b>	<b>9,5</b>	<b>1700</b>	<b>40,3</b>	<b>11,1</b>	<b>2000</b>	<b>46,0</b>	<b>15,4</b>
1960	0	2,9	1810	0	3,1	2200	0	2,0
7. Д-241Л (Т-70С)*			8. Д-240Л (МТЗ-80Л; МТЗ-82Л)*			9. СМД-14 (ДТ-75; Т-74)*		
1400	38,0	11,9	1400	40,4	12,8	1140	41,2	12,0
1600	43,0	12,2	1600	44,1	13,0	1200	44,1	12,5
1800	47,0	12,6	1800	48,5	13,2	1300	46,9	13,1
2000	50,0	13,1	2000	52,5	13,6	1500	51,9	14,2
<b>2100</b>	<b>51,5</b>	<b>13,3</b>	<b>2200</b>	<b>55,9</b>	<b>14,0</b>	<b>1700</b>	<b>55,2</b>	<b>15,1</b>
2250	0	3,6	2350	0	3,8	1810	0	3,2
10. А-41 (ДТ-75М)*			11. А-01 (Т-4)*			12. А-01М (Т-4А)*		
1100	49,3	14,0	1100	63,8	17,0	1020	64,3	18,0
1200	54,2	15,1	1200	70,6	18,0	1200	77,2	20,3
1300	57,4	15,8	1300	74,0	18,7	1450	88,9	22,0
1400	60,1	16,1	1400	78,0	19,0	1600	93,3	23,6
1500	62,5	16,3	1500	80,3	19,3	<b>1700</b>	<b>95,6</b>	<b>24,0</b>
1600	64,2	16,4	<b>1600</b>	<b>81,0</b>	<b>20,0</b>	1850	0	5,2
<b>1750</b>	<b>66,2</b>	<b>16,6</b>	1700	0	5,1			
1900	0	4,5						

Продолжение таблицы 4								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
13. Д-130 (Т-130)*			14. Д-160 (Т-130)*			15.СМД-60 (Т-150)*		
700	69,9	17,0	800	80,0	19,0	1400	95,6	24,6
800	80,9	18,0	900	91,0	21,0	1600	107	26,8
900	91,9	20,0	1000	102,0	23,5	1800	112,5	27,5
1000	99,3	21,0	1100	110,0	25,3	<b>2000</b>	<b>116,2</b>	<b>28,0</b>
<b>1070</b>	<b>103</b>	<b>22,5</b>	<b>1250</b>	<b>117,6</b>	<b>27,0</b>	2100	0	6,0
1150	0	6,0	1370	0	6,5			
16.СМД-62 (Т-150К)*			17. ЯМЗ – 236М2			18. ЯМЗ-238НБ (К-700)*		
1400	99,3	26,0	1200	80	17,3	1000	101,0	24,0
1600	110,3	27,4	1400	97	20,8	1200	125,0	28,0
1800	116	28,8	1600	109	23,6	1400	136,1	31,0
2000	119,1	29,4	1800	119	26,0	1600	147,1	34,0
<b>2100</b>	<b>121,3</b>	<b>29,8</b>	<b>2100</b>	<b>132</b>	<b>30,0</b>	<b>1700</b>	<b>154,5</b>	<b>36,0</b>
2280	0	7,5	2300	0	7,5	1820	0	8,0
19. ЯМЗ – 238АМ2			20. ЯМЗ – 238М2			21. ЯМЗ-240Б (К-701)*		
1200	101	22,0	1200	108	23,3	1200	184,0	44
1400	122	26,4	1400	129,5	27,7	1400	197,9	47
1600	137	29,9	1600	147	32,0	1600	209	49,6
1800	150	33,3	1800	163	35,5	1800	217,7	51,7
<b>2100</b>	<b>165</b>	<b>37,6</b>	<b>2100</b>	<b>176</b>	<b>39,4</b>	<b>1900</b>	<b>220,6</b>	<b>52,5</b>
2300	0	8,4	2300	0	9,0	2100	0	11

\* – марка трактора.

Таблица 5 – Краткая техническая характеристика колесных тракторов

Параметры	T-25A	T-40M (T-40AM)	MTЗ-80 (MTЗ-82Л)	MTЗ-100 (MTЗ-102)	T-150K	K-701
1	2	3	4	5	6	7
Тяговый класс трактора, кН	6	9	14	14	30	50
Колесная схема	4x2	4x2 (4x4)	4x2 (4x4)	4x2 (4x2)	4x4	4x4
Номинальная мощность двигателя, кВт	18,4	36,8	55,9 <sup>+3</sup>	73,5 <sup>+4</sup>	121,3	220,6
Частота вращения колен. вала, ном., мин <sup>-1</sup>	1700	1800	2200	2200	2100	1900
Конструкционная масса трактора, кг	1500	2610 (2790)	3160 (3370)	3750 (3950)	7535	12500
Продольная база трактора, мм	1700	2160 (2250)	2370 (2450)	2500 (2570)	2860	3200
Координата ц.т. трактора, продольная, мм	530 <sup>*</sup>	698 <sup>*</sup> (748 <sup>*</sup> )	875 <sup>*</sup> (925 <sup>*</sup> )	923 <sup>*</sup> (973 <sup>*</sup> )	1716 <sup>*</sup>	1625
Высота центра тяжести, мм	690 <sup>*</sup>	812 <sup>*</sup> (790 <sup>*</sup> )	900 <sup>*</sup> (870 <sup>*</sup> )	910 <sup>*</sup> (890 <sup>*</sup> )	890 <sup>*</sup>	910 <sup>*</sup>
Колея ведущих колес, мм	1100-1500	1200-1800	1400-2100	1400-2100	1860-1680	2115
Размер шин вед. колес дюймы, (мм)	9-32	11-38	15,5-38P	15,5P-38	(530-610P)	(720-665P)
Радиус ведущих колес, мм	590	710	750	750	700	780
Наибольшая высота точки прицепа, мм	587	750	500	500	400	540
Масса балластных грузов – всего, кг	60	280	320	260-440	-	-
Масса воды, заливаемой в задн. колеса, кг	90	210	340	340		

\* – приведено ориентировочное значение

Таблица 6 – Краткая характеристика гусеничных тракторов

Параметры	Марка трактора				
	Т-70С	ДТ-75М	Т-150	Т-4А	Т-130
Тяговый класс трактора, кН	20	30	30	40	60
Номинальная мощность двигателя, кВт	51,5	66,2	116,2	95,6	117,6
Частота вращения колен. вала двигателя, номинальная, мин <sup>-1</sup>	2100	1750	2000	1700	1250
Конструкционная масса трактора, кг	4400	6250	7000	8000	14320
Продольная база трактора, мм	1895	2546	2870	2460	2478
Координата центра тяжести трактора, продольная, мм	1040	1270	1455	1163	1240*
Высота центра тяжести, мм	940	712	730*	713	920*
Ширина колеи, мм	1350	1330	1435	1384	1880
Радиус начальной окружности ведущих колес, мм	320	355	379	385	424
Длина опорной поверхности гусениц, мм	1216	1612	1800	2400	2023
Наибольшая высота точки прицепа, мм	500	330	350*	575	526
Число звеньев, укладываемых на ведущее колесо, шт.	12	13	14	14	13
Шаг гусеницы, мм	176	170	170	171	203
Ширина звена гусеницы, мм	200	390	412	420	500

\* – приведено ориентировочное значение.

Таблица 7 – Шины грузовых автомобилей, полуприцепов и автобусов  
(ГОСТ 5513-86)

Обозначение шины	Тип рисунка протектора	Масса шины, кг, не более	Норма слойности	Обозначение обода	Размеры при максимальном давлении, мм, не более			Максимально допустимые значения	Минимально допустимые значения		Допустимая скорость, км/ч	
					без нагрузки		при максимальной допустимой нагрузке		нагрузки, кгс	давления, соответствующего этой нагрузке, кгс/см <sup>2</sup>		давления, кгс/см <sup>2</sup>
					Наружный диаметр	Ширина профиля		Статический радиус				
220-508P (7,50R-20)	У	39	8	152Б-508 (6,0Б-20)	928±9	217	440±4	1250	6,0	2,1	510	100
220-508 (7,50-20)	У	39	8	152Б-508 (6,0Б-20)	932±9	217	445±4	1250	5,0	2,1	770	100
240-508P (8,25R20)	У } ПП }	48	10	165Б-508 (6,5Б-20)	970±10	235	457±5	1500	6,3	2,1	600	100
240-508 (8,25-20)	У } Д }	52	10	165Б-508 (6,5Б-20)	972±10	235	457±5	1400	6,0	2,1	600	100
260-508P (9,00R20)	У } Д }	60	12	178-508 (7,0-20)	1020±10	262	476±5	2050	6,5	2,1	790	100
260-508 (9,00-20)	У } Д }	60	12	178-508 (7,0-20)	1028±10	260	488±5	2050	6,0	2,1	1110	100
280-508P (10,00R20)	Д }	75	16	203В-508 (8,0В-20)	1045±10	282	488±5	2700	8,0	2,1	870	80
280-508 (10,00-20)	Д }	67	12	190В-508 (7,5В-20)	1060±11	275	498±5	2080	5,3	2,1	1210	100
300-508P (11,00R-20)	У } Д }	83	14	203В-508 (8,0В-20)	1080±11	296	505±5	2600	7,0	2,1	930	100
300-508 (11,00-20)	Д } Д }	80	16	203В-508 (8,0В-20)	1080±11	292	505±5	2900	8,0	2,1	930	100
	Д }	70	12	203В-508 (8,0В-20)	1075±11	292	507±5	2350	5,3	2,1	1370	100
	Д }	75	14	203В-508 (8,0В-20)	1075±11	292	507±5	2600	6,3	2,1	1370	80
	Д }	80	16	203В-508 (8,0В-20)	1075±11	292	507±5	2900	7,5	2,1	1370	80
320-508P (12,00R20)	У } Д }	90	14	216В-508 (8,5В-20)	1120±11	313	525±5	2730	7,0	2,1	980	90
320-508 (12,00-20)	У } Д }	85	16	216В-508 (8,5В-20)	1120±11	313	525±5	3000	8,0	2,1	980	85
	У }	90	14	216В-508 (8,5В-20)	1140±11	315	537±5	2730	5,5	2,1	1530	85
	Д }	90	16	216В-508 (8,5В-20)	1125±11	315	527±5	3000	6,7	2,1	1530	85

Примечание. При установке шин на одинарные колеса максимально допустимая нагрузка может быть увеличена на 10 %.

Таблица 8 – Краткая техническая характеристика грузовых автомобилей

Параметры	Марка автомобиля								
	УАЗ-451ДМ	ГАЗ-66-01	ГАЗ-52-04	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	КаМАЗ-5320	МАЗ-500	Урал-375Н	КрАЗ-257Б1
Грузоподъемность, т	1,0	2,0	2,,5	4,0	5,0	8,0	7,5	7,0	12,0
Колесная формула	4x2	4x4	4x2	4x2	4x2	6x4	4x2	6x4	6x4
Масса автомобиля, кг	1510	3470	2520	3250	4300	7080	6500	7700	10270
Полн. масса автомобиля, кг	2660	5800	5170	7400	9525	15305	14225	14925	23015
Номинальная мощность двигателя, кВт	55,2	84,6	55,2	84,6	102,9	210	132,4	180	176,5
Номинальные обороты двигателя, мин. <sup>-1</sup>	4000	3200	2600	3200	3100	2600	2100	3200	2100
База автомобиля, мм	2300	3300	3300	3700	380	4510	3850	4925	5450
Координата ц.т. продольная, мм	1100	2030	1560*	1750	1800	2340	1850-	-	-
Высота ц.т., мм	750	820	830*	820	800	770*	900	-	-
Колея ведущих колес, мм	1442	1750	1690	1690	1790	1850	1850	2000	1920
Максимальная скорость, км/ч	100	90	70	80	90	80/100	75	75	68
Размер шин, дюймы, (мм)	8,4-15	12-18	7,5-20	8,25-20	(260-508P)	(260-508P)	11-20	12-20	12-20
Наружный диаметр шин, мм	790	1084	932	992	1020	1020	1080	1131	1131
Площадь лобового сопротивления, м <sup>2</sup>	2,9	4,4	3,2	3,6	4,1	5,08	5,0	5,2	5,2

\* – приведено ориентировочное значение.

Таблица 9 – Краткая техническая характеристика отечественных легковых автомобилей

Параметры	Марка автомобиля								
	ЗА3-968М	ВА3-2106	ВА3-2107	«Москвич»-2140	«Волга» ГАЗ-24	ЛуАЗ-969М	ВА3-2121 «Нива»	УАЗ-469	ГАЗ-14 «Чайка»
Число мест, чел.	4	5	5	4-5	5	4	4-5	2-7	7
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4	4x2	4x2
Масса автомобиля, кг	840	1045	1030	1045	1420	960	1150	1650	2605
Полная масса автомобиля, кг	1160	1445	1430	1445	1820	1360	1550	2450	3165
Номинальная мощность двигателя, кВт	30,2	58,8	56,6	55,2	69,9	29,4	58,8	55,2	161,8
Ном. частота вращения колен. вала двигателя, мин. <sup>-1</sup>	4400	5400	5600	5800	4500	4400	5400	4000	4200
База автомобиля, мм	2160	2424	2424	2400	2800	1800	2200	2380	3450
Колея задних колес, мм	1226	1305	1321	1270	1420	1320	1400	1453	1580
Максимальная скорость, км/ч	118	154	152	142	147	90	132	100	175
Габаритная высота, мм	1370	1440	1446	1480	1490	1770	1640	2050	1580
Габаритная ширина, мм	1490	1611	1620	1550	1820	1610	1680	1785	2020
Размер шин, дюймы,	6,15-13	165/ R13	175/ R13	6,45-13	7,35-14	5,9-13	6,95-16	8,4-15	9,35-15
Наружный диаметр шины, мм	600	600	580	610	668	620	692	780	-



Таблица 10 – Краткая техническая характеристика автобусов

Параметры	Марка автомобиля				
	РАФ-2203	КавЗ-685	ПАЗ-672	ЛАЗ-695Н	ЛАЗ-699Р
Число мест, чел. для сидения общее	11 -	21 28	23 37	34 67	41 -
Масса автобуса, кг	1750	4080	4535	6850	8896
Полн. масса, кг	2710	6545	7825	11610	12998
Ном. мощность двигателя, кВт	70,2	84,6	84,6	110,3	132,4
Ном. частота вращения к.в. двигателя, мин. <sup>-1</sup>	4500	3200	3200	3200	3200
База автобуса, мм	2620	3700	3600	4190	5545
Колея ведущ. колес, мм	1420	1690	1690	1850	1850
Размеры шин, дюйм	185/P15	8,25-20	8,25-20	10-20	10-20
Наружный диаметр шины без нагрузки, мм	674	972	972	1060	1045
Макс. допустимая нагрузка на шину, кгс	875	1700	1700	2080	2700
Габаритная высота, мм	1970	2930	2952	2950	2980
Габаритная ширина, мм	2210	2370	2440	2500	2500
Число передач	4	4	4	5	5
Максимальная скорость, км/ч	120	80	80	80	102

## СОДЕРЖАНИЕ

Бланк индивидуального задания.....	3
Введение.....	4
Рекомендации по выполнению курсового проекта .....	5
Часть I. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА.....	6
1.1. Тяговый диапазон трактора.....	6
1.2. Масса трактора.....	7
1.3. Расчет мощности двигателя.....	9
1.4. Выбор параметров ведущих колес.....	11
1.5. Расчет передаточных чисел трансмиссии.....	12
1.6. Расчет теоретических скоростей движения.....	14
1.7. Определение силы тяги на крюке.....	15
1.8. Буксование трактора.....	16
1.9. Расчет действительных скоростей движения.....	18
1.10. Расчет тяговой мощности трактора.....	20
1.11. Определение удельного расхода топлива .....	20
1.12. Тяговый КПД трактора.....	20
1.13. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики.....	21
1.14. Мощностной баланс трактора.....	27
1.15. Анализ тяговой характеристики трактора.....	28
1.16. Потенциальная тяговая характеристика трактора.....	29
Часть II. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ.....	32
2.1. Полная масса автомобиля .....	32
2.2. Подбор шин и определение радиуса колеса.....	32
2.3. Расчет мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя.....	33
2.4. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.....	35
2.5. Определение передаточного числа главной передачи.....	38
2.6. Расчет передаточных чисел коробки передач.....	38
2.7. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля.....	40
2.8. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля.....	43
Список использованных источников.....	48
Приложение.....	49

Непомнящих Алексей Александрович  
Хороших Ольга Николаевна

**ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ**

**Учебно-методическое пособие  
по дисциплине «Теория и расчет тракторов и автомобилей»**