

Е.Т. СОЛОВЬЁВ

**ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ
РАСЧЁТ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

(методические указания для
курсового проектирования
по дисциплине «Теория наземных транспортно-
технологических машин»)

Курск - 2015

УДК 629.113 (072)
ББК 39.33я73
С 603

*Печатается по решению методического
совета Курской ГСХА*

Соловьев Е.Т. Тягово-динамический транспортно-технологических машин (методические указания). - Курск: Изд-во Курской ГСХА, 2015. - 41 с.

В методических указаниях изложены методики тяговых расчётов трактора и автомобиля, рассмотрены вопросы определения основных параметров этих машин, обеспечивающих их работу с высокими тягово-сцепными и экономическими показателями. Приведены методики расчёта и построения тяговой характеристики трактора, динамической и экономической характеристик автомобиля и их анализ, справочные данные по тракторам и автомобилям, необходимых для выполнения курсового проекта по дисциплине «Теория наземных транспортно-технологических машин». Для студентов инженерного факультета, обучающихся по направлению 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы.

Рецензенты:

В.И. Серебровский - доктор технических наук, профессор,
И.И. Гуреев - доктор технических наук, профессор

С 3603030000-08
8М(03)-02

© Е.Т. Соловьёв, 2015

Введение

Основной целью курсового проекта является закрепление знаний студентов по основным вопросам теории трактора и автомобиля. Знание конструкции и современных тенденций конструктивного совершенствования перспективных тракторов и автомобилей, основанное на прочной теоретической подготовке, позволит обеспечить их эксплуатацию с высокой эффективностью и экономической целесообразностью.

Для студентов выполнение и усвоение методики тягового расчёта, научно обоснованный анализ определяемых показателей помогут лучше усвоить курс, а будущему бакалавру глубоко разобраться в основных вопросах эффективного использования и совершенствования конструкции мобильных транспортно-технологических машин.

Курсовой проект состоит из трёх частей - тягового расчёта трактора, тягового расчёта автомобиля и расчёта экономической характеристики автомобиля. При выполнении первой части проекта производится: расчёт основных параметров трактора, расчёт и построение регуляторной характеристики двигателя и теоретической тяговой характеристики трактора. Расчёт производится на основании исходных данных и трактора-аналога, по которому принимаются недостающие параметры.

При выполнении второй части проекта определяются: максимальная мощность двигателя, показатели для построения скоростной характеристики двигателя и динамической характеристики автомобиля, по которой определяются - максимальная скорость автомобиля и максимальные подьёмы, преодолеваемые автомобилем на всех передачах для заданного дорожного покрытия.

При выполнении третьей части проекта рассчитывается экономическая характеристика автомобиля с определением мощности двигателя для различных частот вращения коленвала при движении на прямой передаче, по графику которой определяется экономичная скорость автомобиля.

Курсовой проект выполняется по индивидуальному заданию, выдаваемому вместе с методическими указаниями по этой работе.

Расчётно-пояснительная записка оформляется на стандартной писчей бумаге формата А4 печатным способом с соблюдением требований ЕСКД.

Графики рассчитанных характеристик выполняются карандашом на миллиметровой бумаге формата А1, или каждый график на формате А4, кроме графика тяговой характеристики трактора, который можно выполнять на формате А3. Все графики курсовой работы можно и желательно выполнять на компьютере.

1 Тяговый расчёт трактора

1.1 Цель тягового расчёта и исходные данные

Высокие тягово-сцепные и экономические показатели трактора будут получены только в случае оптимального соотношения основных его параметров, которые определяются расчётным путем. Их взаимосвязь характеризует основные эксплуатационные качества тракторов.

Задачей тягового расчёта трактора является определение следующих основных его параметров:

- общей (эксплуатационной) и конструкционной (сухой) масс;
- максимальной эксплуатационной мощности двигателя;
- передаточных чисел трансмиссии и расчётных скоростей по передачам.

Тяговый расчёт может проводиться как в качестве проверочного, для проверки параметров существующего трактора, так и при проектировании нового. При втором варианте для использования исходных данных конструктивного характера необходим аналог проектируемого трактора того же тягового класса, т. е. трактор должен быть рассчитан на выполнение всех работ, соответствующих его тяговому классу.

Исходными данными к тяговому расчёту трактора являются:

- назначение, тип ходовой части и его колёсная формула;
- номинальная сила тяги, характеризующая его тяговый класс;
- низшая и высшая скорости движения в рабочем (основном) диапазоне;
- аналог трактора, по которому устанавливается соответствие конструкционной массы, количество передач рабочего диапазона, транспортных передач, радиус качения ведущих колёс;
- перечень основных выполняемых работ и агрегатируемых орудий;
- почвенно-климатические условия работы трактора;
- лимитируемые размеры трактора.

1.2 Определение массы трактора

Масса трактора оказывает большое влияние на его тягово-сцепные и экономические показатели. При большой её величине будут больше затраты мощности на качение, а при меньшей - больше теряется мощности на буксование, т.е. в том и другом случаях топливная экономичность трактора будет ухудшаться. Кроме того, от массы зависит давление трактора на почву.

Поэтому максимальное значение эксплуатационной массы должно быть выбрано таким образом, чтобы при работе трактора на не лущённой стерне колосовых культур на низшей рабочей скорости и номинальной тяговой нагрузке буксование ведущих органов не превышало допустимую норму, установленную стандартом. Эта норма имеет следующие допустимые пределы: 18 % для тракторов

с колёсной формулой 4К2; 16 % для тракторов с колёсной формулой 4К4 и 5 % для гусеничных тракторов.

Это требование при установившемся движении на горизонтальном участке выразится следующим уравнением:

$$P_k = P_{крн} + P_f, \quad (1.1)$$

где P_k - касательная сила тяги, развиваемая двигателем на ведущих органах, Н;

$P_{крн}$ - номинальная сила тяги трактора, Н;

P_f - сила сопротивления качению, Н, определяемая из выражения:

$$P_f = m_э \cdot g \cdot f, \quad (1.2)$$

где $m_э$ - эксплуатационная масса трактора, кг;

g - ускорение свободного падения 9,82 м/с²;

f - коэффициент сопротивления качению, значения которого для заданного почвенного фона приведены в приложении Г.

При работе трактора в указанных условиях максимальное значение касательной силы тяги на ведущих органах будет ограничиваться условием сцепления его движителей с почвой, которое определится из выражения:

$$P_{kmax} = m_э \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi_{дон}, \quad (1.3)$$

где P_{kmax} - максимальная касательная сила тяги на ведущих органах трактора по сцеплению, Н;

λ_k - коэффициент нагрузки ведущих органов;

$\varphi_{дон}$ - допустимый коэффициент сцепления движителей с почвой, характеризующий степень использования сцепного веса, которого можно достичь в данных почвенных условиях при допустимом буксовании движителей.

Для тракторов с пневматическими колёсами значение коэффициента использования сцепного веса $\varphi_{дон}$ в зависимости от конструкции и размеров ведущих колёс принимается равным 0,5...0,65, а для гусеничных тракторов - 0,55...0,65.

Учитывая, что во время работы трактора с номинальной тяговой нагрузкой имеет место значительное перераспределение массы между передними и задними колёсами, коэффициент нагрузки для тракторов колёсной формулы 4К2 принимают равным $\lambda_k = 0,75...0,8$.

Для тракторов колёсной формулы 4К4 и гусеничных их эксплуатационная масса вся участвует в сцеплении с почвой, поэтому коэффициент нагрузки для них равен единице.

Подставив значения максимальной касательной силы тяги по сцеплению с почвой и силы сопротивления качению в исходную формулу, получим выражение для определения эксплуатационной массы трактора:

$$m_3 \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi_{доп} - m_3 \cdot g \cdot f = P_{кри}; \quad (1.4)$$

$$m_3 = \frac{P_{кри}}{g(\lambda_k \cdot \varphi_{доп} - f)}. \quad (1.5)$$

Конструкционная (сухая) масса m_k - это масса трактора в не заправленном состоянии без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования, балласта. Для большинства тракторов она находится в пределах:

$$m_k = (0,90...0,93)m_3 \quad (1.6)$$

После определения конструкционной массы проектируемого трактора её необходимо сравнить с той же массой трактора-аналога.

1.3 Определение номинальной мощности двигателя

При определении мощности тракторного двигателя необходимо учитывать особенности тягового режима трактора, заключающегося в том, что силы сопротивления движению тракторного агрегата имеют неустойчивый характер и во время работы непрерывно колеблются в широких пределах. Колебания нагрузки происходят в результате влияния микрорельефа поля, особенностей технологического процесса выполняемой операции, неравномерности сопротивления качению и других факторов.

Резерв мощности необходим для преодоления возникающих кратковременных перегрузок, а также для обеспечения разгона тракторного агрегата без переключения передач. Поэтому тракторный агрегат необходимо комплектовать так, чтобы номинальный крутящий момент двигателя был больше среднего момента сопротивления, приведенного к коленвалу, на 15...20 %.

Учитывая вышеизложенное, номинальная мощность двигателя $N_{ен}$, кВт определяется по формуле:

$$N_{ен} = \frac{(P_{кри} + m_3 \cdot g \cdot f) \cdot v_n}{\eta_m \cdot \kappa_3 \cdot 3,6}, \quad (1.7)$$

где v_n - низшая рабочая скорость, км/ч;

κ_3 - коэффициент эксплуатационной нагрузки тракторного двигателя, зависящий от динамических качеств двигателя и колебаний сопротивлений движению трактора, принимается равным 0,8...0,85;

η_m - КПД, учитывающий потери мощности в трансмиссии трактора и определяется из выражения:

$$\eta_m = \eta_{\text{ц}}^{n_1} \cdot \eta_{\text{к}}^{n_2} \cdot \eta_x, \quad (1.7)$$

где $\eta_{\text{ц}}$ и $\eta_{\text{к}}$ - КПД соответственно цилиндрической и конической пар шестерён, равные:

$$\eta_{\text{ц}} = 0,985 \text{ и } \eta_{\text{к}} = 0,975;$$

n_1 и n_2 - степенные показатели числа пар соответственно цилиндрических и конических шестерён, находящихся в зацеплении;

η_x - КПД, учитывающий потери мощности на холостом ходу, равный 0,96.

Значения механического КПД автомобильных и тракторных передач шестерённого типа при нагрузках, близких к номинальным (расчётным), находятся в пределах 0,88...0,93. Поэтому с допустимой погрешностью эти значения можно принимать для учебных расчётов.

Расчитанная мощность двигателя округляется до ближайшего большего целого числа и является минимальной для данного трактора. Она может быть увеличена, если трактор предполагается использовать на более высоких скоростях, чем расчётные или с отбором мощности через ВОМ. Правильность выбора основных расчитанных параметров трактора можно проверить по энергонасыщенности \mathcal{E} , кВт/т, определяемой из выражения:

$$\mathcal{E} = \frac{N_e}{m_k}. \quad (1.8)$$

Значения величины энергонасыщенности должны находиться в следующем диапазоне: 13,7...16,7 кВт/т для колёсных и 11,8...15,7 кВт/т для гусеничных тракторов.

1.4 Определение рабочих скоростей и передаточных чисел трансмиссии трактора

Тракторы сельскохозяйственного назначения вследствие разнообразия выполняемых работ имеют три группы передач:

- замедленные (технологические) - для получения особо низких скоростей, ограничивающихся условиями выполнения технологического процесса и в зависимости от тягового класса трактора, находящиеся в пределах 0,25...3,6 км/ч;

- основные (рабочие) - для выполнения большинства сельскохозяйственных операций и находящиеся в пределах 5,0...13 км/ч;

- повышенные (транспортные) - для выполнения транспортных операций и движения трактора на холостом ходу, достигающих 18...20 км/ч для гусеничных и 33...35 км/ч для колёсных тракторов.

Тяговый расчёт выполняется только для основного диапазона передач. Остаётся решить вопрос о рациональном соотношении между его отдельными передачами. Обычно ряд основных передач трактора строят по принципу геометрической прогрессии, хотя примерно равноценные результаты получаются при применении других вариантов рядов - арифметического и гармонического. Тем не менее, наиболее распространённый метод определения передаточных чисел базируется на геометрической прогрессии, из ряда которой:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \dots = \frac{v_n}{v_{n-1}} = q, \quad (1.9)$$

определяется её знаменатель q по формуле:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{v_g}{v_n}}, \quad (1.10)$$

где v_g - скорость на высшей рабочей передаче, км/ч;

n - количество рабочих передач.

Зная знаменатель геометрической прогрессии, можно определить расчётные скорости трактора на промежуточных передачах по выражениям:

$$v_1 = v_n; \quad v_2 = v_1 \cdot q; \quad v_3 = v_2 \cdot q; \quad v_n = v_{n-1} \cdot q. \quad (1.11)$$

Число транспортных передач и скорости для них выбираются в зависимости от типа трактора и типа его ходовой части. Так для гусеничного трактора ограничиваются одной передачей, а для колёсного - не менее двух.

Для получения пониженных скоростей в трансмиссию трактора устанавливается специальный ходоуменьшитель.

Передаточные числа трансмиссии i_{mp} трактора для рабочих передач определяются по формуле:

$$i_{mp} = 0377 \cdot \frac{n_{en} \cdot r_k}{v}, \quad (1.12)$$

где n_{en} - номинальная частота вращения коленвала двигателя, выбираемая из аналога или по достигнутому уровню оборотности, мин⁻¹;

r_k - радиус качения ведущих колёс, м.

Радиус качения ведущих колёс для трактора выбирается из трактора-аналога (приложения А, Б) или подсчитывается для колёсного по следующей формуле:

$$r_k = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot d_{ш} + (0,8...0,85) \cdot e_{ш}], \quad (1.13)$$

где $d_{ш}$ и $e_{ш}$ - соответственно посадочный диаметр и ширина шины в дюймах;
 0,8...0,85 - коэффициент, учитывающий радиальную деформацию шин.

Если размеры шин указаны в мм, то перед квадратной скобкой коэффициент будет равен 0,001. Размеры шин подбираются в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо. Для гусеничного трактора радиус качения определится по формуле:

$$r_k = \frac{Z \cdot I_{зв}}{2 \cdot \pi}, \quad (1.14)$$

где Z - число активно действующих зубьев звёздочки за один оборот;

$I_{зв}$ - длина одного звена гусеницы, м.

Зная общие передаточные числа трансмиссии, определяются передаточные числа коробки передач $i_{кп}$ по передачам из выражения:

$$i_{кп} = \frac{i_{мп}}{i_o \cdot i_{кон}}, \quad (1.15)$$

где i_o и $i_{кон}$ - передаточное число соответственно главной и конечной передач трактора (приложения А, Б).

1.5 Расчёт скоростной характеристики двигателя

Для построения тяговой характеристики используют полученные выше основные параметры трактора и регуляторную характеристику его двигателя, которую строят, предварительно определив показатели двигателя для трёх основных режимов его работы: холостого хода, номинального и максимальной перегрузки.

Определяется частота вращения коленвала на холостом ходу $n_{хх}$, мин⁻¹ по формуле:

$$n_{хх} = n_{ен} (1 + \delta_p), \quad (1.16)$$

где δ_p - степень неравномерности регулятора частоты вращения, принимаемая 0,06...0,08.

Текущие значения мощности двигателя N_{ei} , кВт на безрегуляторной ветви характеристики в зависимости от задаваемых частот вращения коленвала, равных 90, 80, 70, 60 процентам от номинальной величины для двигателей с непосредственным впрыскиванием, определяются по эмпирической формуле:

$$N_{ei} = N_{en} \left[0,87 \cdot \frac{n_i}{n_{en}} + 1,13 \cdot \left(\frac{n_i}{n_{en}} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_{en}} \right)^3 \right], \quad (1.17)$$

где n_i - задаваемые частоты вращения коленвала, мин⁻¹.

С погрешностью допустимой для данного вида расчётов можно принять, что изменение параметров скоростной характеристики на её безрегуляторной ветви происходит по закону прямой линии. Следовательно, текущие значения мощности можно не определять.

Частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте n_o , мин⁻¹ определяется из выражения:

$$n_o = a \cdot n_{en}, \quad (1.18)$$

где a - коэффициент снижения частоты вращения, принимаемый для тракторных дизелей 0,6...0,75.

Номинальный крутящий момент двигателя M_{en} , Н·м определяется по формуле:

$$M_{en} = 9550 \cdot \frac{N_{en}}{n_{en}}. \quad (1.19)$$

Максимальный крутящий момент M_{emax} , Н·м подсчитывается по формуле:

$$M_{emax} = \kappa_n \cdot M_{en}, \quad (1.20)$$

где κ_n - коэффициент приспособляемости двигателя по моменту, равный 1,1...1,2.

Эффективная мощность N_o , кВт при максимальном крутящем моменте определяется из выражения:

$$N_o = \frac{M_{emax} \cdot n_o}{9550}. \quad (1.21)$$

Результаты всех полученных параметров округляются до целых чисел.

Часовой расход топлива при номинальном режиме работы двигателя G_{mn} , кг/ч определяется из выражения:

$$G_{ми} = \frac{N_{ен} \cdot g_{ен}}{10^3}, \quad (1.22)$$

где $g_{ен}$ - номинальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

Часовой расход топлива на режиме холостого хода $G_{хх}$, кг/ч принимают равным:

$$G_{хх} = (0,25...0,3) \cdot G_{ми}. \quad (1.23)$$

Удельный расход топлива при максимальном крутящем моменте g_o , г/(кВт·ч) принимается на 15...20 % больше номинального, то есть:

$$g_o = (1,15...1,2) g_{ен}. \quad (1.24)$$

Тогда часовой расход топлива на этом режиме G_o , кг/ч определяется по формуле:

$$G_o = \frac{N_o \cdot g_o}{10^3}. \quad (1.25)$$

Результаты расчётов часовых расходов топлива $G_{ми}$, $G_{хх}$ и G_o округляются до десятых долей числа, а удельного расхода g_o до целого числа.

На основании проведенных расчётов строятся графики скоростной характеристики двигателя в функции от частоты вращения коленвала N_e , G_T , M_e , $g_e = f(n_e)$ и двух нагрузочных характеристик - в функциях от эффективной мощности n_e , G_T , M_e , $g_e = f(N_e)$ и крутящего момента n_e , G_T , N_e , $g_e = f(M_e)$.

1.6 Расчёт теоретической тяговой характеристики трактора

Определив основные конструкционные и экономические показатели двигателя и трактора в целом, приступают к расчёту и построению его теоретической тяговой характеристики, которая позволяет получить наглядное представление о тягово-сцепных и экономических показателях трактора на различных режимах работы его двигателя.

Тяговой характеристикой трактора называется зависимость скорости v , часового G_T и удельного крюкового $g_{кр}$ расходов топлива, мощности на крюке $N_{кр}$ по передачам и коэффициента буксования δ от тяговой нагрузки $P_{кр}$. Для её построения определяются вышеперечисленные параметры на каждой передаче для трёх основных режимов работы трактора: холостого хода (тяговая нагрузка равна нулю); нормальной нагрузки, соответствующей номинальному режиму работы двигателя и перегрузки при работе двигателя с максимальным крутящим моментом.

Аналитический расчёт производится в следующей последовательности. Определяются нормальные $P_{крнор}$ и максимальные силы тяги $P_{крмах}$, N по следующим выражениям для каждой передачи:

а) нормальные силы тяги

$$P_{кр\ нор} = \frac{M_{ен} \cdot i_{мп} \cdot \eta_m}{r_k} - m_3 \cdot g \cdot f; \quad (1.26)$$

б) максимальные силы тяги

$$P_{кр\ нор} = \frac{M_{емax} \cdot i_{мп} \cdot \eta_m}{r_k} - m_3 \cdot g \cdot f; \quad (1.27)$$

Полученные значения сил тяги округляются до целых чисел.

Определяются величины коэффициента буксования δ , которые рассчитываются по следующей эмпирической формуле:

$$\delta = a \cdot p + v \cdot p^c, \quad (1.28)$$

где a , v и c - безразмерные коэффициенты, зависящие от типа трактора.

Для колёсных: $a = 0,13$; $v = 0,013$. Для гусеничных: $a = 0,04$; $v = 0,004$.

Коэффициент $c = 8$ для всех типов тракторов.

p - относительная сила тяги, определяемая для всех рассчитанных нормальных и максимальных сил тяги из выражения:

$$p = \frac{P_{кр}}{m_3 \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi}, \quad (1.29)$$

где φ - коэффициент сцепления движителей с почвой, выбираемый для заданного почвенного фона из приложения Г.

а) при нормальных силах тяги (для пяти передач):

$$p_{1,2,3,4,5} = \frac{P_{крнор1,2,3,4,5}}{m_3 \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi}; \quad (1.30)$$

$$\delta_{1,2,3,4,5} = a \cdot p_{1,2,3,4,5} + v \cdot p_{1,2,3,4,5}^8; \quad (1.31)$$

в) при максимальных силах тяги (для пяти передач):

$$P_{6,7,8,9,10} = \frac{P_{кр \max 6,7,8,9,10}}{m_3 \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi}; \quad (1.32)$$

$$\delta_{6,7,8,9,10} = a \cdot p_{6,7,8,9,10} + \epsilon \cdot p_{6,7,8,9,10}^8. \quad (1.33)$$

Определяются расчётные скорости трактора с учётом буксования движителей на каждой передаче v , км/ч по формулам:

а) на холостом ходу v_{xx}

$$v_{xx} = 0,377 \cdot \frac{n_{xx} \cdot r_k}{i_{тр}}; \quad (1.34)$$

б) при нормальной силе тяги $v_{P_{крнор}}$

$$v_{P_{крнор}} = 0,377 \cdot \frac{n_{ен} \cdot r_k}{i_{тр}} \cdot (1 - \delta_{1,2,3,4,5}); \quad (1.35)$$

в) при максимальной силе тяги $v_{P_{крmax}}$

$$v_{P_{крmax}} = 0,377 \cdot \frac{n_o \cdot r_k}{i_{тр}} \cdot (1 - \delta_{6,7,8,9,10}). \quad (1.36)$$

Определяются мощности на крюке трактора $N_{кр}$, кВт на каждой передаче для нормальных и максимальных сил тяги из выражений:

а) при нормальных силах тяги

$$N_{P_{крнор}} = \frac{P_{крнор} \cdot v_{P_{крнор}}}{3,6}; \quad (1.37)$$

в) при максимальных силах тяги

$$N_{P_{крmax}} = \frac{P_{крmax} \cdot v_{P_{крmax}}}{3,6}. \quad (1.38)$$

Для оценки топливной экономичности трактора определяется удельный крюковой расход топлива $g_{кр}$, г/(кВт·ч) на каждой передаче для нормальных и максимальных сил тяги по формулам:

а) при нормальных силах тяги

$$g_{крP_{крнор}} = \frac{G_{ми}}{N_{P_{крнор}}} \cdot 10^3; \quad (1.39)$$

в) при максимальных силах тяги

$$g_{крP_{крmax}} = \frac{G_o}{N_{P_{крmax}}} \cdot 10^3. \quad (1.40)$$

После определения всех параметров тяговой характеристики приступают к её графическому построению, которая изображается на листе миллиметровой бумаги формата А1 или А3 в двух квадрантах. В верхнем квадранте строится непосредственно тяговая характеристика, а в нижнем - графики эффективной мощности и частоты вращения коленвала нагрузочной характеристики двигателя в функции крутящего момента.

Ниже приводится один из способов построения тяговой характеристики (рисунок 1.1).

Выбираются масштабы и наносятся их шкалы всех показателей. По оси абсцисс откладываются нормальные и максимальные силы тяги для каждой передачи и через полученные точки проводятся вспомогательные прямые линии, параллельные оси ординат. Влево от начала координат 0 откладывается значение силы сопротивления качению P_f в масштабе силы тяги на крюке. Через полученную точку 0_1 также проводится вспомогательная вертикальная линия, являющаяся режимом холостого хода двигателя для неподвижно стоящего на месте трактора. Эта линия является отправной для построения в нижнем квадранте графиков эффективной мощности N_e и частоты вращения коленвала n_e , а в верхнем - часового расхода топлива G_T двигателя.

Наносится на график в своём масштабе данные коэффициента буксования δ и в принятых масштабах значения всех рассчитанных показателей трактора ϑ , $N_{кр}$ и $g_{кр}$. Масштабы для каждого приведенного параметра принимаются различными и выбираются из принятого формата бумаги с учётом чёткого и раздельного положения всех кривых каждого параметра. График удельного крюкового расхода топлива $g_{кр}$ на каждой передаче необходимо строить как минимум по четырём точкам - две точки рассчитанные ранее для нормальных и максимальных сил тяги, третью точку в зоне перегрузки, а четвёртую в зоне недогрузки трактора для каждой передачи. Для нахождения третьей и четвёртой точек пользуются методом секущих вертикалей с использованием известной формулы:

$$g_{кр} = \frac{G_m}{N_{кр}} \cdot 10^3, \quad (1.41)$$

где значения G_m и $N_{кр}$ берутся из построенных графиков по выбранным масштабам.

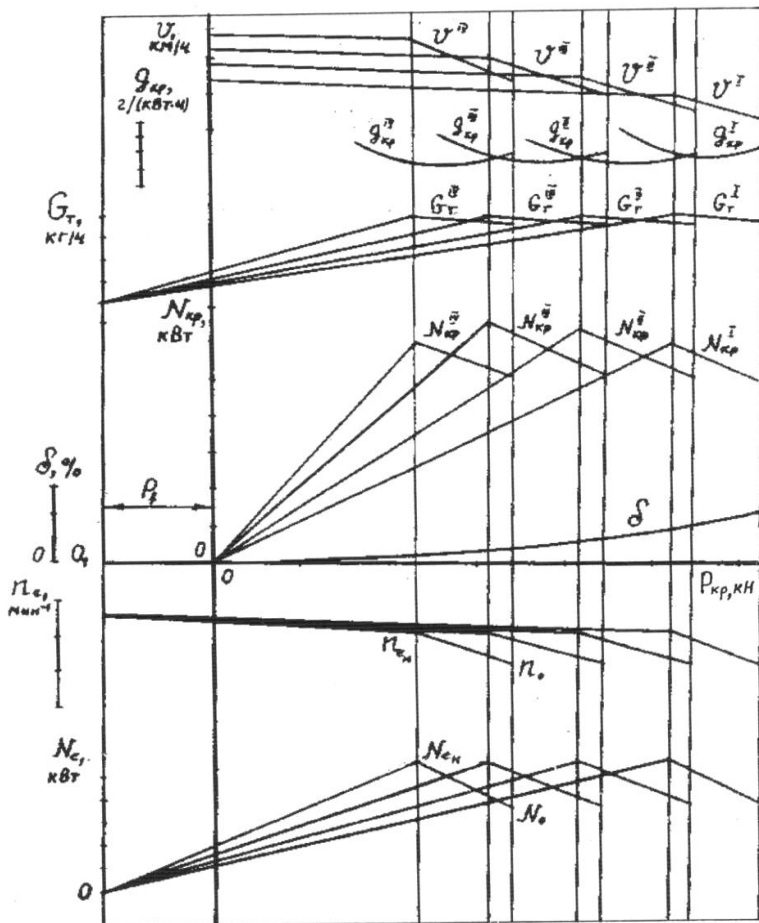


Рисунок 1.1 – Теоретическая тяговая характеристика трактора

2 Расчёт тяговых и динамических показателей автомобиля

2.1 Определение параметров внешней скоростной характеристики двигателя

Целью тягового расчёта автомобиля является определение по исходным данным следующих основных его параметров:

- мощности двигателя;
- передаточного числа главной передачи;
- передаточных чисел коробки передач,

обеспечивающих работу автомобиля с высокими тягово-динамическими показателями в заданных эксплуатационных условиях.

Мощность двигателя N_e , кВт, необходимую для движения автомобиля с заданными максимальной скоростью и определёнными дорожными условиями при полном использовании грузоподъёмности, определяется по формуле:

$$N_e = (m_n \cdot g \cdot \psi + \frac{K_{об} \cdot F \cdot v_{max}^2}{13}) \cdot \frac{v_{max}}{3600 \cdot \eta_m}, \quad (2.1)$$

где m_n - полная масса автомобиля при наибольшей весовой нагрузке, кг;

ψ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

η_m - механический КПД трансмиссии, принимаемый 0,85...0,9;

$K_{об}$ - коэффициент обтекаемости автомобиля, принимаемый для грузовых машин 0,5...0,7 Н·с²/м⁴;

v_{max} - максимальная скорость автомобиля, км/ч;

F - площадь лобового сопротивления автомобиля, м².

Площадь лобового сопротивления может быть взята из технической характеристики автомобиля-аналога (приложение В) или рассчитана для грузовых автомобилей по формуле:

$$F = B_k \cdot H, \quad (2.2)$$

где B_k и H - соответственно колея передних колёс и габаритная ширина автомобиля, м.

Для обеспечения необходимой интенсивности разгона и создания необходимого запаса мощности в области средних эксплуатационных скоростей определяется максимальная мощность двигателя $N_{e_{max}}$, кВт по выражению:

$$N_{e_{max}} = (1,05 \dots 1,1) N_e. \quad (2.3)$$

Полученное значение $N_{e\max}$ округляется до большего целого числа.

Необходимую частоту вращения коленвала двигателя, соответствующую рассчитанной максимальной мощности, определяют из формулы коэффициента оборотности двигателя η_n , равном в среднем 30...40 мин⁻¹ при скорости 1 км/ч на прямой передаче:

$$\eta_n = \frac{n_{eN\max}}{v_{\max}}, \text{ откуда } n_{eN\max} = \eta_n \cdot v_{\max}. \quad (2.4).$$

Полученное значение частоты вращения округляется до целого круглого числа.

Для грузовых автомобилей номинальная частота коленвала принимается:

- с дизельными двигателями в пределах 2400...2800 мин⁻¹;
- двигателей с искровым зажиганием в пределах 3000...3500 мин⁻¹.

Для расчёта параметров внешней скоростной характеристики четырёхтактных автомобильных двигателей пользуются следующими исходными данными, приведенными в таблицах 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1 – Данные характеристики для двигателей с искровым зажиганием

$\eta_e, \%$	20	40	60	80	100	120
$n_e, \text{ мин}^{-1}$					$n_{eN\max}$	
$N_e, \%$	20	50	73	92	100	92
$N_e, \text{ кВт}$					$N_{e\max}$	

Таблица 2.2 – Данные скоростной характеристики для дизельных двигателей

$\eta_e, \%$	20	40	60	80	100	110
$n_e, \text{ мин}^{-1}$					$n_{eN\max}$	
$N_e, \%$	17	41	67	87	100	0
$N_e, \text{ кВт}$					$N_{e\max}$	

За 100 % мощности двигателя и частоты вращения его коленвала принимаются рассчитанные значения $N_{e\max}$ и $n_{eN\max}$.

Крутящий момент двигателя $M_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$ для подсчитанных шести значений мощности и частоты вращения коленвала определяется из выражения:

$$M_{e1,2,3,4,5,6} = 9550 \frac{N_{e1,2,3,4,5,6}}{n_{e1,2,3,4,5,6}}. \quad (2.5)$$

Значения удельного расхода топлива g_e для двигателя определяются также на основании следующих исходных данных, приведенных в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Данные удельного расхода топлива

$n_e, \%$	20	40	60	80	100	120
$g_e, \%$	110	100	95	95	100	115
$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$						

За 100 % удельного расхода топлива принимается:

- для двигателей с искровым зажиганием $g_{ен} = 305...325 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
- для дизелей $g_{ен} = 240...250 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Часовой расход топлива G_m , кг/ч для каждого значения частоты вращения коленвала определяется по формуле:

$$G_{m1,2,3,4,5,6} = \frac{g_{e1,2,3,4,5,6} \cdot N_{e1,2,3,4,5,6}}{10^3}. \quad (2.6)$$

Для автомобилей с дизельными двигателями все расчёты проводятся для пяти первых значений n_e , т.к. N_e при 110 % n_e равна нулю.

По полученным данным на листе миллиметровой бумаги формата А4 строится внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя в функции от частоты вращения $M_e, N_e, G_m, g_e = f(n_e)$.

2.2 Определение передаточных чисел трансмиссии

Передаточное число трансмиссии автомобиля i_{mp} определяется по следующей формуле:

$$i_{mp} = i_{кп} \cdot i_o, \quad (2.7)$$

где $i_{кп}$ и i_o - передаточные числа соответственно коробки передач и главной передачи.

Передаточное число главной передачи i_o определяется из условия движения автомобиля на прямой передаче, когда передаточное число коробки передач равно единице, и с максимально заданной скоростью по выражению:

$$i_o = 0,377 \cdot \frac{n_{eN_{\max}} \cdot r_k}{v_{\max}}, \quad (2.8)$$

где r_k - динамический радиус ведущих колёс автомобиля, м.

При расчётах радиус качения ведущих колёс выбирается из технической характеристики автомобиля-аналога или подсчитывается по размеру шин, установленных на колёса по формуле:

$$r_k = K_{ш} \cdot r_o, \quad (2.9)$$

где $K_{ш}$ - коэффициент деформации шины, находящейся под нагрузкой и для грузовых автомобилей равный 0,93...0,935;

r_o - свободный радиус эластичного колеса, м, определяемый по выражению:

$$r_o = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + H), \quad (2.10)$$

где d и H - соответственно посадочный диаметр и высота профиля шины в дюймах.

При определении передаточных чисел коробки передач вначале определяется передаточное число на первой передаче $i_{кп}^I$, при котором автомобиль, с одной стороны, сможет преодолеть максимальное сопротивление движению, а с другой стороны, не допускать буксования ведущих колёс при передаче максимального крутящего момента двигателя.

Из уравнения:

$$\frac{M_{e_{\max}} \cdot i_o \cdot i_{кп}^I \cdot \eta_m}{r_k} \leq m_n \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi, \quad (2.11)$$

определяется искомое выражение передаточного числа коробки на первой передаче:

$$i_{кп}^I = \frac{m_n \cdot g \cdot \lambda_k \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot i_o \cdot \eta_m}, \quad (2.12)$$

где $M_{e\ max}$ - максимальное значение крутящего момента двигателя, взятое из его внешней скоростной характеристики, Н•м;

λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колёс, принимаемый для автомобилей колёсных формул 4х2 и 6х4 равным 0,75, а для 4х4 и 6х6 - равным 1,0;

φ - коэффициент сцепления ведущих колёс с дорогой, принимаемый 0,5...0,7.

В основу выбора передаточных чисел промежуточных передач положена методика получения наилучших разгонных свойств, когда разгон автомобиля на каждой промежуточной передаче начинается с одной и той же частоты вращения коленвала, что обеспечивает наилучшее использование мощности двигателя, а получаемый ряд промежуточных чисел подчиняется закону геометрической прогрессии:

$$\frac{i_{kn}^I}{i_{kn}^{II}} = \frac{i_{kn}^{II}}{i_{kn}^{III}} = \dots = \frac{i_{kn}^n}{i_{kn}^{n-1}} = q, \quad (2.13)$$

где n - количество передач коробки;

q - знаменатель геометрической прогрессии, определяемый по формуле:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{kn}^I}{i_{kn}^{прямой}}} = \sqrt[n-1]{i_{kn}^I}. \quad (2.14)$$

Следовательно, передаточные числа промежуточных передач определяются по выражениям:

$$i_{kn}^{II} = \frac{i_{kn}^I}{q}; \quad i_{kn}^{III} = \frac{i_{kn}^{II}}{q}; \quad i_{kn}^{IV} = \frac{i_{kn}^{III}}{q}. \quad (2.15)$$

Окончательно передаточные числа коробки передач корректируются при её проектировании.

2.3 Расчёт динамической характеристики автомобиля

Для сравнительной оценки тяговых качеств автомобиля используется безразмерная величина - динамический фактор, который представляет собой тяговую силу, развиваемую автомобилем на ведущих колёсах, уменьшенную на величину силы сопротивления воздуха и отнесённую к силе тяжести автомобиля.

Динамический фактор D определяется по выражению:

$$D = \frac{P_k - P_w}{m_n \cdot g}, \quad (2.16)$$

где P_k - касательная сила тяги, развиваемая двигателем на ведущих колесах, Н, которая определяется по формуле:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_o \cdot i_{kn} \cdot \eta_M}{r_k}; \quad (2.17)$$

P_w - сила сопротивления воздушной среды, Н, определяемая из выражения:

$$P_w = \frac{K_{об} \cdot F \cdot v^2}{13}. \quad (2.18)$$

Графическая зависимость динамического фактора на всех передачах от скорости называется динамической характеристикой автомобиля $D = f(v)$.

Расчёт динамической характеристики производится в следующей последовательности:

1. Для шести значений (пяти с дизелем) частоты вращения коленвала, взятых из внешней скоростной характеристики двигателя, определяется скорость автомобиля v , км/ч на каждой передаче по формуле:

$$v_i = 0,377 \cdot \frac{n_{ei} \cdot r_k}{i_o \cdot i_{kn}}. \quad (2.19)$$

2. Определяется сила сопротивления воздушной среды P_w , Н для подсчитанных значений скорости на каждой передаче по выражению:

$$P_{wi} = \frac{K_{об} \cdot F \cdot v_i^2}{13}. \quad (2.20)$$

3. Подсчитывается касательная сила тяги P_k , Н на каждой передаче в зависимости от крутящего момента двигателя, значения которого берутся также из внешней скоростной характеристики двигателя по формуле:

$$P_{ki} = \frac{M_{ei} \cdot i_{kn} \cdot i_o \cdot \eta_M}{r_k}. \quad (2.21)$$

4. По полученным значениям сил тяги и сопротивления воздушной среды определяются величины динамического фактора на каждой передаче по формуле:

$$D_i = \frac{P_{ki} - P_{wi}}{m_n \cdot g}. \quad (2.22)$$

Значения величин динамического фактора подсчитываются до тысячных долей чисел.

Все результаты расчётов заносятся в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Данные динамической характеристики автомобиля

Передача	v, км/ч	P _к , Н	P _в , Н	D
1	v ₁
	v ₂
	v ₃
	v ₄
	v ₅
	v ₆
2	v ₁
	v ₂
	v ₃
	v ₄
	v ₅
	v ₆
И т.д. по числу передач				

После расчётов на листе миллиметровой бумаги формата А4 строится график динамической характеристики $D=f(v)$ (рисунок 2.1), используя который необходимо определить следующие показатели:

- максимальную скорость автомобиля для заданной дороги;
- величину максимального угла преодолеваемого подъёма в градусах при движении автомобиля по асфальтированному шоссе на всех передачах.

Максимальная скорость определяется из графика $D=f(v)$ в зависимости от заданного покрытия дороги, которая характеризуется приведенным

коэффициентом ψ . Для чего на оси ординат в масштабе динамического фактора откладывается значение ψ и через полученную точку проводится горизонталь до пересечения с кривой D .

Максимальный угол преодолеваемого подъёма α_{\max} на каждой передаче определяется из выражения:

$$\alpha_{\max} = \arctg(D_{\max} - f), \quad (2.23)$$

где D_{\max} – максимальное значение динамического фактора на каждой передаче;

f – коэффициент сопротивления качению автомобиля на асфальтированном шоссе, взятый из приложения Г.

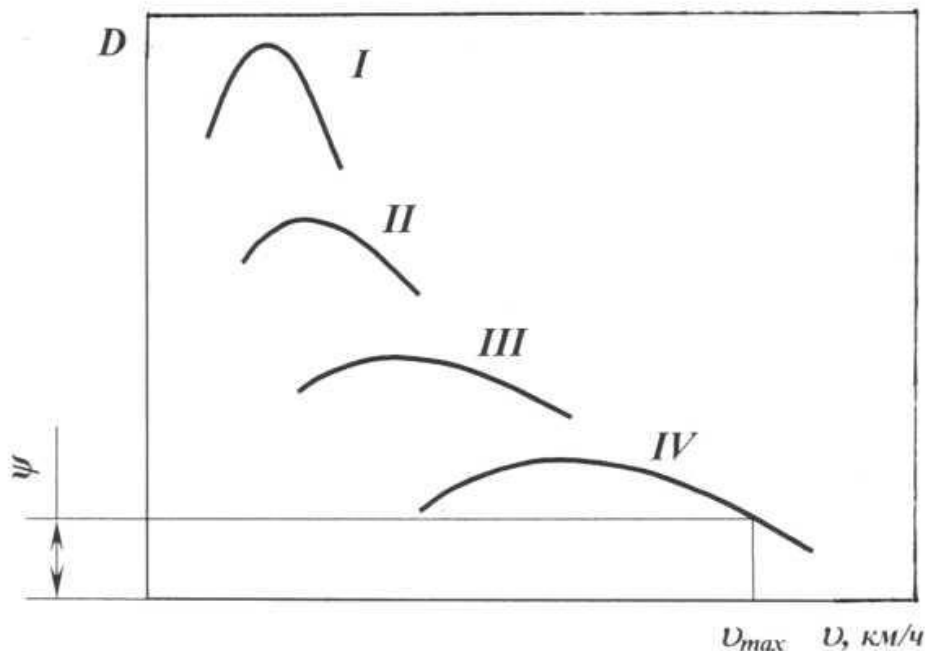


Рисунок 2.1 – Динамическая характеристика автомобиля с четырёхступенчатой коробкой передач

3 Расчёт экономической характеристики автомобиля

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля в России и в большинстве европейских стран является расход топлива в литрах на 100 км пройденного пути.

Оценочным показателем топливной экономичности служат:

- контрольный расход топлива;
- расход топлива в магистральном ездовом цикле на дороге;
- расход топлива в городском ездовом цикле на дороге;
- расход топлива в городском цикле на стенде;
- топливная характеристика установившегося движения;
- топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

Эти оценочные показатели не имеют нормированных значений, их используют при сравнительной оценке уровня топливной экономичности с зарубежными аналогами и косвенной оценки технического состояния автомобилей.

Зная часовой расход топлива двигателя в кг/ч и скорость автомобиля в км/ч, топливная экономичность Q_s , л/100 км пути определяется из следующего выражения:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot \gamma \cdot v}, \quad (3.1)$$

где g_e – удельный расход топлива двигателя, г/(кВт·ч);

N_e – мощность, развиваемая двигателем в данных условиях движения, кВт;

v – скорость автомобиля, км/ч;

γ – плотность топлива, равная для бензина 0,73 кг/л;

для дизельного топлива 0,83 кг/л.

Наглядное представление о связи расхода топлива с условиями движения автомобиля даёт его топливно-экономическая характеристика, представляющая собой графическую зависимость расхода топлива в Q_s , л/100 км пробега от скорости v . Она рассчитывается при движении полностью гружёного автомобиля с постоянной скоростью на горизонтальном участке дороги с заданным покрытием и прямой передаче.

Порядок расчёта экономической характеристики следующий.

1. Определяется мощность двигателя N_e , кВт при движении автомобиля с различными скоростями на прямой передаче по формуле:

$$N_{e1,2,3,4,5,6} = \left(m_n \cdot g \cdot \psi + \frac{K_{об} \cdot F \cdot v_{1,2,3,4,5,6}^2}{13} \right) \frac{v_{1,2,3,4,5,6}}{3600 \cdot \eta_m}, \quad (3.2)$$

где ν - значения скоростей при движении автомобиля на прямой (высшей) передаче ($i_{кп} = 1$), рассчитанные при построении динамической характеристики, км/ч.

2. По вспомогательному графику (рисунок 3.1 а) определяются значения коэффициентов K_{ni} для различных отношений частот вращения коленвала двигателя к его номинальной частоте n_{ei} / n_{eNmax} , взятых из внешней скоростной характеристики двигателя:

$$\begin{aligned} K_{n1} &= \frac{n_{e1}}{n_{ен}}; K_{n2} = \frac{n_{e2}}{n_{ен}}; K_{n3} = \frac{n_{e3}}{n_{ен}}; \\ K_{n4} &= \frac{n_{e4}}{n_{ен}}; K_{n5} = \frac{n_{e5}}{n_{ен}}; K_{n6} = \frac{n_{e6}}{n_{ен}}. \end{aligned} \quad (3.3)$$

3. По отношению значений полученных мощностей при движении автомобиля на прямой передаче к максимальной мощности двигателя, взятой из его внешней скоростной характеристики N_{ei} / N_{emax} , используя вспомогательный график из рисунка 3.1 б, находятся значения коэффициента K_{Ni} согласно заданного типа двигателя:

$$\begin{aligned} K_{N1} &= \frac{N_{e1}}{N_{ен}}; K_{N2} = \frac{N_{e2}}{N_{ен}}; K_{N3} = \frac{N_{e3}}{N_{ен}}; \\ K_{N4} &= \frac{N_{e4}}{N_{ен}}; K_{N5} = \frac{N_{e5}}{N_{ен}}; K_{N6} = \frac{N_{e6}}{N_{ен}}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

4. Определяется удельный расход топлива g_{ei} , г/(кВт·ч), подсчитываемый для различных скоростей при движении автомобиля на прямой передаче по следующей формуле:

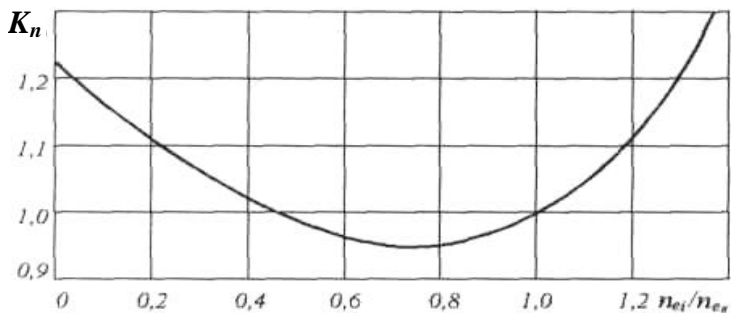
$$g_{ei} = g_{ен} \cdot K_{ni} \cdot K_{Ni}, \quad (3.5)$$

где $g_{ен}$ – удельный номинальный расход топлива (при максимальной мощности двигателя), г/(кВт·ч).

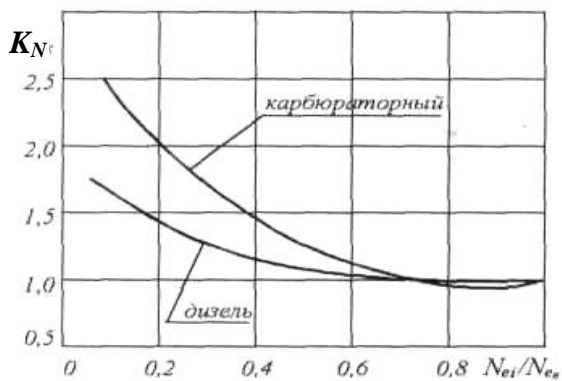
5. Используя рассчитанные значения основных параметров – удельного расхода топлива, мощности двигателя и скорости, определяется топливная экономичность Q_s , л/100 км пробега при движении автомобиля на прямой передаче, с полной весовой нагрузкой, с различной скоростью и горизонтальном участке дороги по формуле:

$$Q_{si} = \frac{g_{ei} \cdot N_{ei}}{10 \cdot \gamma \cdot \nu_i}. \quad (3.6)$$

6. На основании проведенных расчётов на листе миллиметровой бумаги формата А4 строится графическая зависимость топливной экономичности от скорости $Q_s = f(v)$ (рисунок 3.2), по которой определяется экономичная скорость автомобиля на прямой передаче и заданных дорожных условиях.



а)



б)

Рисунок 3.1 – Графики для определения коэффициентов K_n и K_N

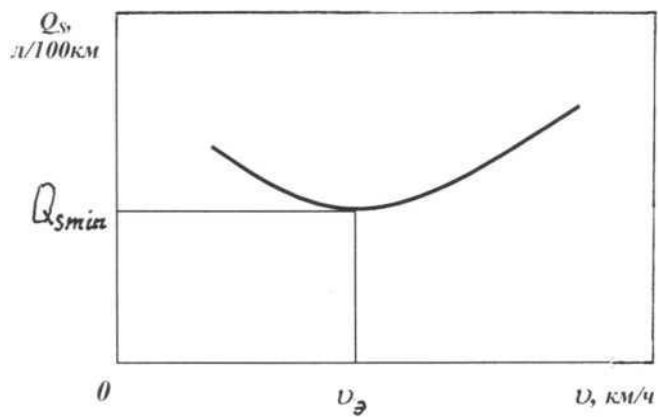


Рисунок 3.2 – Экономическая характеристика автомобиля

4 Структура и содержание курсового проекта

Расчётно-пояснительная записка курсового проекта должна содержать следующие элементы:

1. Титульный лист.
2. Задание.
3. Аннотация (реферат).
4. Содержание.
5. Введение.
6. Тяговый расчёт трактора.
7. Расчёт тяговых и динамических показателей автомобиля.
8. Расчёт экономической характеристики автомобиля.
9. Заключение.
10. Список использованных источников.
11. Графический материал.

Текст пояснительной записки должен быть напечатан на одной стороне стандартного листа односортной писчей бумаги формата А4 в редакторе Word кеглем № 14 через полтора межстрочных интервала шрифтом Times New Roman, прямым, нормальным по ширине.

Абзацы в тексте начинаются с новой строки, отступив от её начала 15...17 мм.

Расстояния между заголовками раздела (подраздела) и текстом должно быть равно 15 мм, а между заголовками раздела и подраздела 8 мм.

Графический материал должен выполняться карандашом на миллиметровой бумаге формата А4 - скоростная характеристика двигателя трактора, динамическая и экономическая характеристики автомобиля и АЗ – тяговая характеристика трактора. Графики могут быть изображены в компьютерном исполнении того же формата.

Заголовки разделов и подразделов основной части следует начинать с абзацного отступа и писать строчными буквами (кроме первой прописной), а наименование структурных элементов «Аннотация», «Содержание», «Введение», «Заключение» и «Список использованных источников» - симметрично тексту.

Точки в конце заголовков не ставятся, перенос слов не допускается. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Вторая строка заголовка начинается под первой заглавной буквой первой строки. Нельзя оставлять на предыдущей строке предлог или союз. В заголовки не включаются сокращённые слова или аббревиатуры.

Каждый раздел может начинаться с новой страницы.

Нельзя заголовков подраздела оставлять на последней строке листа, после заголовка должно быть не менее трёх строк текста.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
Техническая характеристика колёсных тракторов

Показатели	Марка													
	Т-30-69	Т-30А-80	ЛТЗ-55	ЛТЗ-55А	ЛТЗ-60АВ	ЛТЗ-155	МТЗ-80	МТЗ-82	Беларусь-1221	ЮМЗ-6АКЛ	ХТЗ-150К	ХТЗ-17222	К-701М	К-744Р
Тяговый класс, кН	6	6	9	9	14	20	14	14	20	14	30	40	50	50
Колёсная формула	4К2	4К4	4К2	4К4	4К4	4К4	4К2	4К4	4К4	4К2	4К4	4К4	4К4	4К4
Марка двигателя	Д-120	Д-120	Д-144	Д-144	Д-248	ЯМЗ-236Д2	Д-240	Д-240	Д-260	Д-65Н	ЯМЗ-236Д3	ЯМЗ-236НК	ЯМЗ-240Б	ЯМЗ-238НД
Номинальная мощность двигателя, кВт	19,5	23,5	36,6	39	44,1	110	59	59	95,6	44,5	128	140	220	220
Эксплуатационная масса трактора, кг	2020	2490	2900	3075	3380	5800	3370	3580	5150	3895	8200	8900	12810	13400
Радиус качения колёс, м	0,59	0,64	0,70	0,71	0,71	0,70	0,73	0,73	0,73	0,73	0,70	0,70	0,78	0,78
Передаточные числа: главной передачи	3,47	3,47	3,53	3,53	3,53		3,42	3,42	3,42	4,08	4,44	4,44	2,92	2,92
конечной передачи	4,75	4,75	6,17	6,17	6,17		5,31	5,31	5,31	5,14	4,59	4,59	6,0	6,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
Техническая характеристика гусеничных тракторов

Показатели	Марка								
	Т-70СМ	ДТ-75	ДТ-75ДЕ	ВТ-100Д	ВТ-150Д	ХТЗ-200	Т-4А	Т-130	Т-170М
Тяговый класс, кН	20	30	30	30	40	50	40	60	60
Марка двигателя	Д-241Л	Д-440	Д-440	Д-442	Д-442ВЦ	ЯМЗ-236Д	Д-461	Д-160	Д-160
Номинальная мощность двигателя, кВт	51,5	70	70	88	110	128	117	118	132
Эксплуатационная масса трактора, кг	4180	6630	7000	7710	7820	9100	8555	13800	16800
Радиус начальной окружности звездочки, м	0,320	0,355	0,355	0,355	0,355	0,379	0,385	0,424	0,424
Шаг гусеницы, мм	176	170	170	170	170	170	176	203	203
Число зубьев ведущей звездочки	13	13	13	13	14	14	14	13	13

ПРИЛОЖЕНИЕ В
Техническая характеристика грузовых автомобилей

Показатели	Марка											
	УАЗ-3303	ГАЗ-3302	ГАЗ-66-41	ГАЗ-3307	ГАЗ-3306	ГАЗ-3508	ГАЗ-4301	ЗИП-130	ЗИП-4331	ЗИП-4327	ЗИП-4314	ЗИП-5301
Полная масса автомобиля, кг	2830	3350	6200	8050	6450	7930	9050	10525	11725	9685	10605	6950
Колёсная формула	4x4	4x2	4x4	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Номинальная мощность двигателя, кВт	57	73	63	88	63	88	92	110	136	110	110	80
Тип двигателя	К	К	Д	К	Д	К	Д	К	Д	К	К	Д
Число цилиндров двигателя	4	4	6	8	6	8	6	8	8	8	8	4
Диаметр и ход поршня, мм	92x92	92x92	105x120	92x80	105x120	92x80	105x120	100x95	110x115	100x95	100x95	110x125
Номинальная частота вращения коленвала, мин ⁻¹	4000	4500	2600	3200	2800	3200	2800	3200	2800	3200	3200	2400
Передаточное число главной передачи	5,12	5,12	6,83	6,83	6,83	6,83	6,83	6,32	6,33	6,33	6,33	3,27
Площадь лобового сопротивления, м ²	2,99	3,6	4,5	4,7	3,8	4,1	3,9	4,3	5,1	5,1	5,1	5,5
Радиус качения ведущих колёс, м	0,36	0,325	0,51	0,47	0,47	0,47	0,47	0,48	0,48	0,48	0,48	0,35

Техническая характеристика грузовых автомобилей

Показатели	Марка									
	ЗИЛ-43318	УралАЗ-4320	УралАЗ-43105	КамАЗ-4310	КамАЗ-5511	КамАЗ-53212	КрАЗ-255Б	МАЗ-5335	МАЗ-53371	МАЗ-53371
Полная масса автомобиля, кг	11125	13745	15530	14715	19000	18225	19415	14950	16000	16000
Колесная формула	6x4	6x6	6x6	6x6	6x4	6x4	6x6	4x2	4x2	4x2
Номинальная мощность двигателя, кВт	136	154	154	154	154	154	176	132	132	132
Тип двигателя	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д
Число цилиндров двигателя	8	8	8	8	8	8	8	6	6	6
Диаметр и ход поршня, мм	100x95	120x120	120x120	120x120	120x120	120x120	130x140	130x140	130x140	130x140
Номинальная частота вращения коленвала, мин ⁻¹	2800	2600	2600	2600	2600	2600	2100	2100	2100	2100
Передаточное число главной передачи	6,73	7,32	6,53	6,53	5,94	5,94	8,21	7,24	7,24	7,24
Площадь лобового сопротивления, м ²	5,1	5,9	7,4	6,4	5,4	7,3	6,8	5,3	5,9	5,9
Радиус качения ведущих колес, м	0,48	0,58	0,48	0,58	0,48	0,48	0,65	0,53	0,53	0,53

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Коэффициенты сопротивления качению f и сцепления φ колёсных и гусеничных машин

Почвенный или дорожный фон	Тракторы			
	на пневматических шинах		гусеничные	
	f	φ	f	φ
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	0,10-0,12	0,6-0,7
Слежавшаяся пахота	0,08-0,12	0,5	0,08	0,6
Плотная залежь, целина	0,03-0,07	0,7-0,9	0,06-0,07	0,9-1,0
Грунтовая сухая дорога	0,025-0,045	0,6-0,8	0,02-0,07	0,9-1,0
Песок	0,16-0,18	0,3-0,4	0,10-0,15	0,4-0,5
Автомобили				
Асфальтированное шоссе	0,015-0,020	0,60-0,75		
Гравийно-щебёночная дорога	0,02-0,03	0,50-0,65		
Сухая грунтовая дорога	0,03-0,05	0,50-0,70		
Сухой песок	0,17-0,30	0,65-0,75		
Булыжная мостовая	0,025-0,035	0,40-0,50		

Список использованных источников

1. Баширов Р.М. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей / Р.М. Баширов. – Уфа: Издательство БашГУ, 2010. - 304 с. ISBN 978-5-7456-0236-8.
2. Суркин В.И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей. Курс лекций: учебное пособие / В.И. Суркин. – СПб.: Издательство «Лань», 2013. - 304 с. ISBN 978-5-8114-1486-4.
3. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин. – М.: КНОРУС, 2013. – 264 с. ISBN 978-5-406-02653-3.
4. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: ИНФРА-М, 2014. - 506 с. ISBN 978-5-16-006053-8.
5. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей / В.К. Вахламов. – М.: Изд. центр «Академия», 2009.– 560 с. ISBN 978-5-7695-6608-0.
6. Чмиль В.П. Автотранспортные средства / В.П Чмиль, Ю.В. Чмиль. – С.-Пб.: Издательство «Лань», 2011.

Содержание

Введение	3
1 Тяговый расчёт трактора	4
1.1 Цель тягового расчёта и исходные данные	4
1.2 Определение массы трактора	4
1.3 Определение номинальной мощности двигателя	6
1.4 Определение рабочих скоростей и передаточных чисел трансмиссии трактора	7
1.5 Расчёт скоростной характеристики двигателя	9
1.6 Расчёт теоретической тяговой характеристики трактора	11
2 Расчёт тяговых и динамических показателей автомобиля	16
2.1 Определение параметров внешней скоростной характеристики двигателя	16
2.2 Определение передаточных чисел трансмиссии	18
2.3 Расчёт динамической характеристики автомобиля	20
3 Расчёт экономической характеристики автомобиля	24
4 Структура и содержание курсового проекта	28
Приложения А, Б, В, Г	29
Список использованных источников	34

З А Д А Н И Е

на курсовой проект по дисциплине
«Теория наземных транспортно-технологических машин»

для студентов _____ курса инженерного факультета направления подготовки
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы

Студенту _____ группы _____

1 Выполнить тяговый расчёт трактора, построить графики скоростной характеристики двигателя в функции P_e и тяговой характеристики трактора на стерне колосовых культур согласно следующих исходных данных.

Прототип (аналог) трактора _____

Номинальная сила тяги, кН _____

Число основных (рабочих) передач _____

Рабочие скорости трактора, км/ч: низшая _____; высшая _____

Номинальная частота вращения коленвала двигателя, _____ мин⁻¹

Номинальный удельный расход топлива двигателя, _____ г/(кВт·ч)

2 Выполнить тяговый расчет автомобиля, построить внешнюю скоростную характеристику двигателя в функции P_e , динамическую и экономическую характеристики автомобиля по следующим исходным данным.

Прототип (аналог) автомобиля _____

Число передач вперёд _____

Максимальная скорость на прямой передаче, v_{max} _____ км/ч

Приведенный коэффициент сопротивления движению $\Psi =$ _____

Используя динамическую характеристику автомобиля, определить показатели, заданные в методических указаниях для курсового проектирования.

3 Рассчитать и построить экономическую характеристику автомобиля.

Срок сдачи работы _____ Преподаватель _____

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Е.Т. СОЛОВЬЁВ

Тягово-динамический расчёт
трактора и автомобиля

(Методические указания для
курсового проектирования»)

Корректор Р.П. Ломакина
Компьютерный набор и вёрстка Л.Н. Великодной

Лицензия Л Р № 020736 от 11 марта 1998 г.

Сдано в набор 23.03.15. Подписано в печать 30.03.15.
Формат 60 x 84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,25. Уч.-изд. л. 2,0. Тираж 300 экз. Заказ № 28.

Издательство Курской государственной
сельскохозяйственной академии

305021, г. Курск, ул. К. Маркса, д.70.
Типография издательства Курской государственной
сельскохозяйственной академии