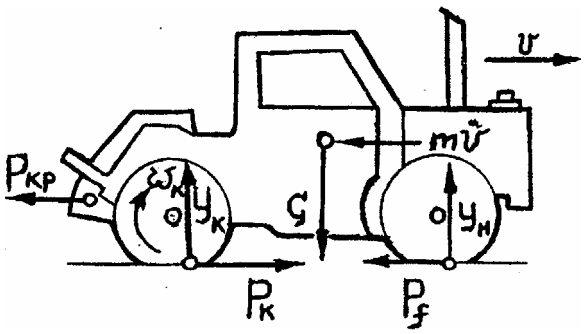
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ “МАМИ”

В. А. САВОЧКИН

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

Методические указания для выполнения курсовой работы
по дисциплине “Теория трактора”
для студентов специальности 150100
“Автомобиле- и тракторостроение”



МОСКВА 2001

УДК 629.114.2.001.2 (075)
Савочкин В. А. Тяговый расчет трактора. Методические указания для выполнения курсовой работы по дисциплине “Теория трактора” для студентов специальности 150100 “Автомобиле- и тракторостроение”. - М.: МГТУ “МАМИ”, 2001. – 48 с.

В методических указаниях излагается методика тягового расчета колесных и гусеничных тракторов. Методика сопровождается численными примерами.

Указания предназначены для студентов специальности 150100 “Автомобиле- и тракторостроение”, выполняющих курсовую работу по дисциплине “Теория трактора”.

(С) Московский государственный технический университет “МАМИ”, 2001 г.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения ……..…… 3
2. Применяемые обозначения ..……..…….…….. 4
3. Порядок тягового расчета …….. 6
Приложения 1**…**8 ……. 18
Приложение 9. Пример1. Тяговый расчет гусеничного трактора…….. 28
Приложение 10. Пример 2. Тяговый расчет колесного трактора……38
Литература ……..…….….. 48

Владимир Алексеевич Савочкин, д. т. н., проф.
Тяговый расчет трактора. Методические указания для выполнения курсовой работы по дисциплине “Теория трактора” для студентов специальности 150100 “Автомобиле- и тракторостроение”.

Лицензия ЛР № 021209 от 17.04.97 г.
Подписано в печать Заказ Тираж 100
Усл. п. л. 3,0 Уч.- изд. л. 3,15
Бумага типографская. Формат 60x90/16

МГТУ “МАМИ”, Москва, 107023 Б. Семеновская, 38

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Тяговый расчет трактора является одним из важных разделов курса теории трактора. В нем обобщен материал тяговой динамики, а также топливной экономичности трактора при выполнении им основной своей технологической функции. Поэтому курсовая работа, посвященная тяговому расчету трактора, является важной частью подготовки студентов по тракторной специализации.

В тяговом расчете, осуществляемом в процессе проектирования, определяют основные параметры трактора, которые характеризуют основные его эксплуатационные качества: тягово-скоростные и мощностные показатели, а также показатели топливной экономичности.

Расчет этих показателей осуществляется по известным формулам теории трактора с использованием исходных данных, приведенных в индивидуальных (для каждого студента) технических заданиях (прил. 1).

Недостающие для расчета данные студенты определяют самостоятельно, ориентируясь на их значения, приведенные в технических описаниях и характеристиках трактора-прототипа, а также в приложениях этого пособия. При выборе трактора-прототипа надо учитывать, что различные значения номинальной тяговой силы, заданные индивидуальными заданиями, могут характеризовать один и тот же тяговый класс, т.к. типаж тракторов (см. прил. 4) допускает отклонение этой силы от номинала, характеризующего тяговый класс трактора.

Курсовая работа включает пояснительную записку в объеме $10...15$ листов бумаги формата $210\times 297\ (A4)$ и графической части, выполняемой на миллиметровке, такого же формата. При выполнении графиков и рисунков на листах меньшего формата они наклеиваются на листы чистой бумаги указанного формата. В этом случае оставшаяся часть чистой бумаги заполняется соответствующим текстом записки. Записка и графическая часть должны быть оформлены аккуратно без помарок и исправлений, с соблюдением требований ЕСКД. Текст записки может быть выполнен “вручную” чернилами, (при этом графическая часть записки выполняется только простым карандашом), или с использованием технических средств. Смешение стилей оформления записки не допускается Результаты расчетов должны сводиться в таблицы (см. примеры 1 и 2, приведенные соответственно в приложениях 9 и 10). Записка должна быть сброшюрована и пронумерована. Листы записки должны иметь обязательно поля: слева - $20\ мм$, а справа, сверху и снизу - $10\ мм$. На ее обложке выписывается титульный лист по форме, приведенной в прил. 2.

Методика тягового расчета трактора, изложенная в учебном пособии, иллюстрируется двумя расчетными примерами. Причем в примере 2 в отличие от примера 1 приводится с целью сокращения пособия только один рисунок - кинематическая схема трансмиссии проектируемого колесного трактора с колесной формулой 4К4а. Поэтому при оформлении текста и графической

части пояснительной записки, посвященной тяговому расчету колесных тракторов, надо ориентироваться на пример 1.

2. ПРИМЕНЯЕМЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

i - номер оси колесного трактора, $i = 1, 2$ (1- передняя, 2 - задняя оси);

j - номер передачи в трансмиссии;

$G_э$, $m_э$ - эксплуатационные вес и масса трактора;

$M_к$ – конструкционная масса трактора;

$G_{сц}$- сцепной вес трактора;

Y_i - нормальная реакция от грунта на колеса i-той оси трактора;

$\lambda_{ст}$, $\lambda_д$ - статический и динамический коэффициенты нагрузки задних колес трактора;

$\lambda_н$ - динамический коэффициент нагрузки задних колес трактора в номинальном режиме движения;

λ - коэффициент использования веса трактора для создания движителем силы тяги;

f, P_f - коэффициент и сила сопротивления качению трактора;

$P_к$, $P_{кн}$, $P_{км}$ - касательные силы тяги соответственно: текущая, номинальная и максимальная (по двигателю);

$P_{кj}$ – касательная сила тяги на j – ой передаче (j =1,2,3,...m) при работе двигателя в номинальном режиме, т.е. при $n = n_н$;

$P_{кр}$, $P_{крн}$, $P_{крм}$ - силы тяги на крюке соответственно: текущая, номинальная и максимальная (по двигателю);

$\varphi_{кр}$, $\varphi_{крн}$, $\varphi_{крм}$ - соответствующие удельные силы тяги трактора на крюке;

$P_к^{пр}$; $P_{кр}^{пр}$ - предельные по сцеплению касательная сила тяги и соответственно сила тяги на крюке;

$\varphi_{кр}^{пр}$ - удельная предельная по сцеплению сила тяги на крюке;

$v_т$, v - теоретическая и действительная скорости трактора;

δ, $\delta_н$, $\delta_{пр}$ - коэффициенты буксования соответственно: текущий, в номинальном режиме движения (допускаемый) и предельный (в режиме движения, когда $P_к = P_к^{пр}$);

k – показатель степени в формуле, предназначенной для подсчета текущего значения коэффициента буксования;

n - частота вращения вала двигателя;

$n_{хх}$, $M_{хх}$, $N_{хх}$ соответственно частота вращения вала, крутящий момент и эффективная мощность двигателя в режиме его холостой работы;

$n_н, M_н, N_н$ - соответственно частота вращения вала, крутящий момент и эффективная мощность двигателя в номинальном его режиме работы;

$n_м, M_м, N_м$ - то же при работе двигателя в режиме максимального момента;

$\omega, \omega_{кi}$ - угловые скорости вала двигателя и соответственно колеса i-той оси трактора;

$\kappa_м$, $\kappa_п$ – коэффициенты приспособляемости двигателя по крутящему моменту и соответственно по частоте вращения вала двигателя;

$N_{кр}, N_f$ - тяговая (крюковая) мощность и соответственно мощность, затраченная на самопередвижение трактора (на преодоление силы сопротивления качению трактора);

$N_м, N_δ$ - механические потери мощности в силовой цепи передачи мощности от двигателя к ведущим колесам трактора и соответственно потери мощности на буксование трактора;

$\eta_м, \eta_{тр}$ - механический КПД и соответственно КПД трансмиссии соответствующего привода трактора;

$\eta_Т$ - тяговый КПД трактора;

r, $r_{ст}$, $r_д$, $r_к$ - радиусы пневмоколеса соответственно: свободный, статический, динамический и кинематический ;

$p_ш$ - давление воздуха в пневмошине в статическом положении;

L - база колесного трактора;

$h_{кр}$ - высота линии тяги над плоскостью контакта движителя трактора с грунтом (высота линии прицепа крюка);

$r_д, t_г, z_{зв}$ - динамический радиус ведущего колеса гусеничного трактора, шаг гусеницы и число звеньев (траков), укладываемых за один оборот ведущего колеса.

3. ПОРЯДОК ТЯГОВОГО РАСЧЕТА

1. Определение эксплуатационной массы трактора

Эксплуатационная масса $m_э$ и эксплуатационный вес $G_э$ трактора подсчитываются из соображений реализации номинальной силы тяги на крюке $P_{крн}$ в стандартных грунтовых условиях при допустимом буксовании трактора $\delta_{доп} = \delta_н$ по формулам

$$m_э = \frac{P_{крн}}{g\ \varphi_{крн}\ \lambda}\ ;\quad G_э = g m_э, \qquad (1)$$

где $\varphi_{крн}$ - удельная номинальная сила тяги на крюке, развиваемая трактором на тяге в номинальном режиме

$$\varphi_{крн} = \frac{P_{крн}}{G_{сц}},\quad G_{сц} \text{ - сцепной вес;}$$

λ - коэффициент использования сцепного веса трактора на тяге

$$\lambda\ = \frac{G_{сц}}{g\ m_э}.$$

Значения коэффициентов $\varphi_{крн}$ и λ выбираются в зависимости от типа и вида трактора из прил. 3. Эксплуатационную массу можно также определить по формуле

$$m_э = \frac{P_{крн}}{A}, \qquad (2)$$

где значения коэффициента для различных типов и видов тракторов приведены в стандарте ГОСТ 27155-86 (прил. 4, пункт 2).

Конструкционная масса $m_к$ трактора определяется по соотношению:

$$m_к = \frac{m_э}{k_к},$$

где коэффициент $k_к = 1{,}15$ и $1{,}08$ соответственно для колесных и гусеничных тракторов.

2. Определение весовой нагрузки на оси колесного трактора

Оценка нагруженности осей трактора в статическом положении (при $P_{кр} = 0$) и в динамическом положении (при $P_{кр} = P_{крн}$) осуществляется по реакциям от грунта на колеса трактора соответственно по следующим формулам:

$$Y_{2ст} = \lambda_{ст}\ G_э\ ;\ Y_{1ст} = (1 - \lambda_{ст})\ G_э\ ;$$

$$Y_{2н} = \lambda_н \, G_э ; \quad Y_{1н} = (1 - \lambda_н) \, G_э ; \quad G_э = g \, m_э ,$$

где динамический коэффициент нагрузки задних колес в номинальном режиме движения приближенно равен [1]:

$$\lambda_н = \lambda_{ст} + h_{кр} \frac{\varphi_{крн}}{L} .$$

Значения статического коэффициента $\lambda_{ст}$ для различных типов тракторов приведены в прил.3.

Конструктивные параметры $h_{кр}$ и L рекомендуется студентам выбирать самостоятельно, ориентируясь при этом на данные трактора-прототипа (см. прил. 5). В основном, при тяговом расчете можно принимать для всех типов тракторов $h_{кр} = 0{,}4 \; м$.

3. Подбор пневмошин и расчет динамических радиусов

Подбор пневмошин осуществляется по величине расчетных вертикальных нагрузок Q_i на них и принятого внутреннего давления воздуха $p_{ши}$ в шинах (i = 1,2). Величина нагрузки Q_2 на одно заднее колесо тракторов 4К2, 3К2 и 4К4 при навешивании сельскохозяйственных машин возрастает, достигая максимального значения на тяге в номинальном режиме, поэтому подбирать шины нужно так, чтобы для задних колес был запас грузоподъемности порядка 30%, т.е.

$$Q_2 = 0{,}5 \cdot 1{,}3 Y_{2н}.$$

Максимальная нагрузка на передние колеса тракторов 4К2, 4К3 и 4К4 приходится в статическом положении, однако для колесных тракторов 4К4 необходимо также резервировать запас грузоподъемности на пневмошины переднего моста порядка 30%, т.к. на передний мост могут навешиваться различные технологические орудия.

Поэтому для тракторов 4К2 и 3К2 при тяговом расчете расчет нагрузок на пневмошины следует вести по формулам

$$Q_1 = 0{,}5 Y_{1н} ; \; Q_2 = 0{,}5 \cdot 1{,}3 Y_{2н},$$

а для тракторов 4К4 по формулам

$$Q_1 = 0{,}5 \cdot 1{,}3 Y_{1ст} ; \quad Q_2 = 0{,}5 \cdot 1{,}3 Y_{2н},$$

При этом для тракторов 4К4б шины передних и задних колес подбираются одинаковыми (по большей из нагрузок Q_1 и Q_2). При выборе расчетных значений $p_{ши}$ следует учитывать данные, приведенные в прил.5, табл. 1.

По расчетным значениям Q_i и $p_{ши}$ согласно данных, приведенных в прил. 6, осуществляется подбор стандартных шин (табл. 1) и определяются для этих шин (табл. 2) следующие параметры: наружные (свободные) номинальные диаметры D_i и ширина профилей шин без нагрузки b_i ($i = 1, 2$).

Динамические радиусы $r_{дi}$ пневмошин определяют по соотношению:

$$r_{\partial i} = 0{,}5\, D_i - \frac{1}{c_i} Q_{\partial i}, \qquad (3)$$

где c_i - нормальная жесткость шины, $Q_{\partial i}$ - нормальная нагрузка на шину.

Для справки в прил.5, табл.2 и табл.3 приведены соответственно значения давлений воздуха в шинах и значения жесткостей некоторых тракторных пневмошин.

Величина $r_{\partial i}$, подсчитанная по формуле (3), является переменной, т.к. она зависит от динамической нагрузки на шину Y_i, а следовательно и от $P_{кр}$. Однако статистический анализ экспериментальных данных свидетельствует о том, что на тяге в зоне требуемых значений тягового КПД трактора ($\eta_T \geq 0{,}95\, \eta_{T\max}$) значение $r_{\partial i}$ изменяется несущественно, поэтому при тяговом расчете можно $r_{\partial i}$ принимать постоянным и подсчитывать его по эмпирической формуле [1]

$$r_{\partial i} = 0{,}5\, D_i - (0{,}14...0{,}18)\, b_i .$$

Динамический радиус ведущего колеса гусеничного трактора определяют по формуле [8]

$$r_{\partial} = \frac{t_г\, z_{зв}}{2\,\pi} .$$

Значения параметров $t_г$ и $z_{зв}$ выбирают, ориентируясь на данные трактора-прототипа (см. прил. 7) [5].

4. Определение буксования трактора

При проведении тяговых испытаний трактора буксование определяется экспериментально. При проектном тяговом расчете можно использовать экспериментальную кривую буксования трактора-прототипа, если же такой кривой нет, то для ее построения используют различные теоретические эмпирические зависимости, которые отражают с достаточной для инженерной практики реальный характер изменения буксования при переменной крюковой нагрузке.

В курсовой работе для подсчета буксования для различных значений касательной силы тяги $P_к$ рекомендуется использовать формулу [2], трансформированную введением множителя $\delta_{пр}$:

$$\delta = \delta_{пр}\left[1 - \left(1 - \frac{P_к}{P_к^{пр}}\right)^k\right], \qquad (4)$$

где $P_к$ - текущее значение касательной силы тяги трактора ($P_к = P_{кр} + P_f$);

$P_к^{пр}$ -предельное (максимальное) значение силы тяги $P_к$, при которой на-

чинается процесс полного буксования трактора ($\delta \to \delta_{пр}$), определяемое по формуле

$$P_к^{пр} = P_{кр}^{пр} + P_f = \varphi_{кр}^{пр} G_{сц} + P_f = (\varphi_{кр}^{пр} \lambda + f) G_э ;$$

$\delta_{пр}$ - значение буксования, при котором начинается процесс полного буксования трактора, это значение буксования соответствует силе тяги $P_к = P_к^{пр}$ (см., например, разд. 4, пример 1, рис.1); k – показатель степени.

Значения параметров $\delta_{пр}$, $\varphi_{кр}^{пр}$ и k, необходимые для расчета буксования δ по формуле (4), приведены в прил. 3.

5. Определение механического КПД трактора

Механический КПД привода к колесам трактора учитывает потери мощности в трансмиссии и движителе трактора и определяется по формуле

$$\eta_м = \eta_г \ \eta_{тр} , \qquad (5)$$

где $\eta_г$ - КПД движителя трактора ($\eta_г = 1$ для колесного и $\eta_г = 0{,}97$ для гусеничного тракторов), $\eta_{тр}$ - механический КПД трансмиссии, при тяговом расчете принимается постоянным для всех передач и определяется по формуле [14]

$$\eta_{тр} = \eta_1^{n_1} \ \eta_2^{n_2} \ \eta_3^{n_3} , \qquad (6)$$

где η_1, η_2 - КПД цилиндрической и соответственно конической пары шестеренных колес ($\eta_1 = 0{,}985...0{,}990$, $\eta_2 = 0{,}975...0{,}980$), η_3 - КПД планетарного ряда ($\eta_3 = 0{,}990$); n_1, n_2, n_3 - число полюсов зацепления цилиндрических, конических шестеренных колес и соответственно число планетарных рядов, определяемых по кинематической схеме трансмиссии проектируемого трактора.

Кинематическая схема трансмиссии проектируемого трактора разрабатывается студентами самостоятельно (с учетом задания на курсовую работу и выбранной кинематической схемы трактора-прототипа). На ней отражаются только передачи прямого хода основного, рабочего диапазона (см., например, рис. 2, примеров 1 и 2, приведенных соответственно в разд.4 и 5).

Для полноприводных колесных тракторов (с колесной формулой 4К4) механический КПД подсчитывается по формулам (5) и (6) для каждого привода к ведущим колесам ($\eta_{м1}$ и $\eta_{м2}$). При этом подсчет показателей n_1, n_2 и n_3 производится независимо для каждого из приводов. Общий механический КПД всей трансмиссии подсчитывается по формуле

$$\eta_м = \alpha_1 \eta_{м1} + \alpha_2 \eta_{м2} ,$$

где коэффициенты α_1 и α_2 в этой формуле определяют доли мощности N_e, передаваемые соответственно на передний и задний мосты трактора,

$$\alpha_1 = N_{1e}/N_e ; \quad \alpha_2 = N_{2e}/N_e ; \qquad \alpha_1 + \alpha_2 = 1.$$

Если эти доли мощностей выразить с достаточной для инженерных расчетов точностью приближенными выражениями $\alpha_1 = Y_{1н}/G_э$ и $\alpha_2 = Y_{2н}/G_э$, то в результате получим формулу, по которой можно оценить значение общего механического КПД трактора

$$\eta_м = \eta_{м1} \frac{Y_{1н}}{G_э} + \eta_{м2} \frac{Y_{2н}}{G_э} .$$

6. Определение номинальной мощности и подбор двигателя

Номинальная мощность двигателя $N_н$, необходимая для обеспечения номинального тягового усилия $P_{крн}$ при заданной скорости движения, определяется для всех типов тракторов по формуле

$$N_н = \frac{P_{кн} \, v_{T1}}{k_з \, \eta_м} , \qquad (7)$$

где v_{T1} - теоретическая скорость трактора на 1-ой передаче при работе двигателя в номинальном режиме (при $n = n_н$) ; $k_з$ - коэффициент загрузки двигателя по моменту (принимаем $k_з = 0{,}9$); $\eta_м$ - значение механического КПД трансмиссии трактора. Значение теоретической скорости v_{T1} для каждого задания приведено в прил.1,табл. 2.

Для тракторов гусеничных и колесных 4К2 формула (7) является точной, а для колесных тракторов 4К4 эта формула является приближенной, значение потребной номинальной мощности оказывается несколько завышенным.

Определенную по формуле (7) мощность $N_н$ следует округлить в сторону увеличения до ближайшего значения мощности серийного двигателя (см. прил. 8) и в дальнейшем в расчетах использовать данные по выбранному двигателю.

7. Определение параметров внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя

Параметрами ВСХ являются: N_e, $M_д$, G_T и g_e. Эти параметры отображаются на графиках ВСХ как функции частоты вращения вала двигателя.

Подсчет параметров ВСХ осуществляется для характерных значений частоты вращения вала: $n_м$, $n_н$ и n_{xx}, а также для промежуточных значений частоты n по следующим формулам:

- при $n = n_н$:

$$\omega_н = \frac{\pi\, n_н}{30}; \qquad M_н = \frac{N_н}{\varpi_н}; \qquad G_{Tн} = \frac{g_{ен}\, N_н}{1000};$$

- при $n = n_м$:

$$\omega_м = \frac{\pi\, n_м}{30}; \qquad M_м = k_м M_н; \qquad N_м = \omega_м\, M_м;$$

$$G_{Tм} = \frac{G_{Tн}}{(1{,}25...1{,}30)}; \qquad g_{ем} = 1000\,\frac{G_{Tм}}{N_м};$$

- при $n = n_{xx}$:

$$N_{xx} = 0; \quad M_{xx} = 0; \quad G_{Tx} = (0{,}25...0{,}30)\, G_{Tн}; \quad g_{ex} \to \infty;$$

- при $n_н > n > n_м$ (безрегуляторная ветвь ВСХ):

графики $M_д$ и G_T отражаются плавными кривыми, причем, для частоты, определяемой по соотношению

$$n_0 = \frac{n_м + n_н}{2},$$

рекомендуется, учитывая, что для дизелей коэффициент приспособляемости по моменту $\kappa_м$ не существенно отличается от единицы, определять соответствующие параметры ВСХ (момент M_0 и часовой расход топливаG_{T0}) по приближенным формулам

$$M_0 = \frac{M_м + M_н}{2}; \quad G_{T0} = \frac{G_{Tм} + G_{Tн}}{2},$$

а значения N_{e0} и g_{e0} для значения частоты $\omega_0 = \pi n_0 / 30$ подсчитываются по формулам

$$N_{e0} = \omega_0 M_0; \qquad g_{e0} = 1000\,\frac{G_{T0}}{N_{e0}};$$

- при $n_{xx} > n > n_н$ (регуляторная ветвь ВСХ):

графики $M_д$ и N_e отражаются отрезками прямых, а графики G_T и g_e - отрезками плавных кривых (см. прил. 9, пример 1, рис. 3). Значения расчетных параметров ВСХ сводятся в таблицу.

8. Расчет параметров потенциальной тяговой характеристики (ПТХ)

Расчет параметров ПТХ осуществляется при $N_e = N_н = const$ последовательно по следующим формулам теории трактора :

- мощность механических потерь в трансмиссии и движителе и соответственно мощность, подводимая к ведущим колесам трактора,

$$N_м = (1-\eta_м)\,N_н;\qquad N_к = N_н - N_м;$$

- теоретическая и действительная скорости трактора

$$v_T = \frac{N_к}{P_к} = \frac{N_к}{(P_{кр}+P_f)};\qquad v = v_T\,(1-\delta);$$

- мощность, затраченная на буксование трактора,

$$N_\delta = \delta \cdot N_к\ ;$$

- мощность, затраченная на преодоление сопротивления качению трактора по почве,

$$N_f = P_f\ v;$$

- тяговая мощность (крюковая мощность) трактора

$$N_{кр} = N_e - N_м - N_\delta - N_f;$$

- тяговый КПД трактора

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_н}.$$

Значения этих параметров подсчитываются для нескольких значений крюковой силы тяги $P_{кр}$ в диапазоне от 0 до $P_к^{пр}$ и по этим данным строится ПТХ (пример 1, рис. 4).

По графику ПТХ определяется максимальное значение тягового КПД $\eta_T = \eta_{Tм}$ и соответствующее ему значение $P_{кр}$, а также оценивается диапазон изменения $P_{кр}$, при котором тяговый КПД удовлетворяет условию:

$$\eta_T > 0{,}95\ \eta_{Tм}.$$

9. Определение передаточных чисел трансмиссии

Решение этой задачи осуществляется в следующей последовательности:

- Определяется (по заданию) теоретическая скорость v_{T1} трактора на 1-ой передаче основного, рабочего диапазона трансмиссии при работе двигателя в номинальном режиме.
- Определяется передаточное число u_{21} трансмиссии на 1-ой передаче к задним ведущим колесам по формуле (для всех типов тракторов):

$$u_{21} = \frac{\omega_н\ r_{д2}}{v_{T1}};\qquad \omega_н = \frac{\pi\ n_н}{30}.$$

Здесь и далее по тексту в обозначениях передаточных чисел: 1-ая цифра нижнего индекса - номер ведущего моста, 2-ая - номер передачи.

- Для тракторов 4К4а (без муфты свободного хода в приводе к передним колесам) передаточное число трансмиссии на 1-ой передаче к передним ведущим колесам подсчитывают по формуле

$$u_{11} = u_{21}\,\frac{r_{д1}}{r_{д2}};$$

а для тракторов 4К4б, у которых динамичские радиусы приблизительно равны, т.е. $r_{д1} \approx r_{д2}$, принимают $u_{11} = u_{21}$;

- Определяется знаменатель геометрического ряда передаточных чисел трансмиссии [8,

$$q = \left(\frac{v_{T1}}{v_{Tn}}\right)^{\frac{1}{m-1}}, \qquad (8)$$

где m - число передач рабочего диапазона (см. задание), v_{Tn} - теоретическая скорость трактора на m-ой (высшей) передаче рабочего диапазона при работе двигателя в номинальном режиме.

Скорость v_{Tm} на высшей передаче студентами определяется самостоятельно. При выборе значения этой скорости надо обеспечить такое ее максимально возможное значение, чтобы знаменатель, подсчитанный по формуле (8), обеспечивал соблюдение следующего соотношения [7]:

$$q \le \frac{1}{k_м}, \qquad (9)$$

где $k_м$ - коэффициент приспособляемости выбранного двигателя по моменту.

- Подсчитываются передаточные числа для всех передач

$$u_{1j} = u_{11}\,q^{j-1}; \quad u_{2j} = u_{22}\,q^{j-1}.$$

Значения расчетных передаточных чисел сводятся в таблицу.

10. Определение параметров тяговой характеристики трактора

На тяговой характеристике отражаются как функции крюковой силы тяги $P_{кр}$ следующие параметры:

- скоростные (кинематические) параметры: частота вращения вала двгателя n, теоретическая скорость v_T, действительная скорость v и коэффициент буксования трактора δ;
- мощностные параметры: эффективная мощность двигателя N_e, крюковая мощность трактора $N_{кр}$, тяговый КПД трактора η_T;
- топливно-экономические параметры: часовой расход двигателем топлива G_T, удельный крюковой расход топлива $g_{кр}$.

Эти параметры определяются для наиболее характерных режимов работы двигателя трактора: $n = n_м$, $n = n_н$ и $n = n_{хх}$ на всех передачах и их расчет осуществляется в следующей последовательности.

10.1. Определение касательной и крюковой сил тяги

- при $n = n_н$:

$$P_{к1} = \frac{P_{кн}}{k_з} = \frac{P_{крн} + P_f}{k_з}; \quad P_{кj} = P_{к1}\ q^{j-1}; \quad P_{крj} = P_{кj} - P_f;$$

- при $n = n_м$:

$$P_{км1} = k_м\ P_{к1}; \quad P_{кмj} = P_{км1}\ q^{j-1}; \quad P_{крм} = P_{кмj} - P_f;$$

примечание: *нижние индексы (1,2,3,...m) у буквенного обозначения касательной силы тяги $P_к$ обозначают, что эта сила определяется на каждой передаче (j =1,2,3,...m) для номинального режима работы двигателя, т.е. при $n=n_н$;*

- при $n = n_{xx}$:

$$P_к = 0; \quad P_{кр} = -P_f \text{ (условное значение).}$$

10.2. Определение теоретических и действительных скоростей

- при $n = n_н$:

$$v_{Tj} = \frac{v_{T1}}{q^{j-1}}; \quad v_j = v_{Tj}\left(1 - \delta_j\right);$$

- при $n = n_м$:

$$v_{Tмj} = \frac{v_{Tj}}{k_n}; \quad v_{мj} = \frac{v_j}{k_n};$$

- при $n = n_{xx}$:

$$v_{Txj} = \frac{v_{Tj}\ n_{xx}}{n_н}; \quad v_{xj} = v_{Txj} \text{ (т.к. } \delta = 0\text{).}$$

Примечание: *Значения параметров: теоретической v_{Txx} и действительной v_{xj} скоростей являются условными, т.к. при $n = n_{xx}$ касательная сила* тяги *трактора $P_к = 0$.*

10.3. Определение мощностных параметров

Эффективная мощность двигателя N_e для характерных значений частоты n определяется по графикам ВСХ, тяговая мощность $N_{кр}$ и тяговый КПД η_T подсчитываются для каждой передачи по формулам

$$N_{крj} = v_j \cdot P_{крj}; \qquad \eta_T = \frac{N_{крj}}{N_e}.$$

10.4. Определение топливно-экономических параметров

Значения часового расхода топлива G_{Tj} определяются по ВСХ двигателя при соответствующих значениях частоты n, а значение крюкового удельного расхода трактора подсчитываются для всех передач по формуле:

$$g_{крj} = 1000 \frac{G_{Tj}}{N_{крj}}.$$

Значения всех расчетных параметров сводятся в таблицу, по данным которой строятся графики тяговой характеристики.

11. Построение теоретической тяговой характеристики

На тяговой характеристике трактора отображаются для всех передач графики зависимостей от крюковой силы тяги $P_{кр}$ следующих величин:

- скоростных параметров: n, v, δ;
- мощностных параметров: N_e, $N_{кр}$, η_T;
- топливно-экономических параметров: G_T, $g_{кр}$.

Построение теоретической тяговой характеристики по данным тягового расчета рекомендуется проводить в два этапа. Первый этап является подготовительным, а на втором этапе осуществляется процедура построения соответствующих графиков тяговой характеристики.

11.1. Первый этап

- Но оси абсцисс (см. рис. 5, пример 1) от начала координат (т. 0) вправо откладываются расчетные значения сил тяги на крюке $P_{кр}$, а влево - сила сопротивления качению трактора P_f (левый конец полученного отрезка (т. 0_1) соответствует значениям $P_{кр} = -P_f$ или $P_к = 0$).
- По оси ординат откладываются:

  скоростные параметры: n, v_T, v, δ;

  мощностные параметры: N_e, $N_{кр}$, η_T;

  топливно-экономические параметры: G_T, $g_{кр}$.
- На оси абсцисс откладываются для всех передач *(j =1,2,3…m)* расчетные значения крюковых сил тяги:

  $P_{крj}$ - в режиме работе двигателя при $n = n_н$;

$P_{крм}$ - в режиме работе двигателя при $n = n_м$.

Через эти точки проводятся вспомогательные тонкие вертикальные линии. На этих линиях будут располагаться точки, соответствующие всем расчетным параметрам в соответствующих режимах работы трактора. При окончательном оформлении тяговой характеристики вспомогательные вертикальные линии, соответствующие точкам $P_{\text{крм}}$, удаляются.

- На вспомогательной вертикальной линии $P_{кр} = -P_f$ откладываются ординаты расчетных параметров при работе двигателя:

  в холостом режиме: n_{xx}, v_{Txj}, G_{Tx};

  в номинальном режиме: $n_н$, $N_н$, $G_{Tн}$;

  в режиме максимального момента: $n_м$, $N_{дм}$, $G_{Tм}$.

Через точки, соответствующие номинальному режиму $M_д = M_н$ и режиму работы двигателя при $M_д = M_м$ проводятся вспомогательные тонкие горизонтальные линии. Пересечение этих линий с соответствующими вспомогательными вертикальными линиями обеспечивает графическое отображение значений расчетных параметров в соответствующих режимах работы двигателя.

11.2. Второй этап

- В первую очередь строятся графики скоростных параметров. Это построение осуществляется в следующей последовательности.

Сначала по данным ранее проведенного расчета строится кривая буксования $\delta = \delta(P_{кр})$, а затем для каждой передачи - графики $n = n_j(P_{кр})$, $v_T = v_{Tj}(P_{кр})$ и $v = v_j(P_{кр})$. При этом учитывается, что графики трех последних зависимостей имеют две ветви: линейную при изменении $P_{кр}$ от 0 до $P_{крj}$, что соответствует работе двигателя по регуляторной ветви (от n_{xx} до n_n) и нелинейную при изменении $P_{кр}$ от $P_{крj}$ до значения крюковой силы $P_{крм}$, соответствующей работе двигателя в режиме максимального момента на каждой передаче, что соответствует работе двигателя по безрегуляторной ветви в режиме перегрузки (от $n_н$ до $n_м$).

Нелинейные ветви этих графиков в курсовой работе с целью сокращения объема вычислений строятся приближенно всего по двум точкам. С этой целью соответствующие точки, лежащие на вспомогательных вертикальных линиях $P_{кр} = P_{крj}$ и $P_{кр} = P_{крм}$ на каждой передаче, соединяются плавной линией (см. пример 1, рис. 5,). При окончательном оформлении графиков они обводятся основной толстой линией.

- Во вторую очередь строятся графики мощностных параметров. Это построение осуществляется в следующей последовательности.

Сначала для каждой передачи строятся графики зависимости $N_{ej}\left(P_{кр}\right)$. Эти графики также, как и графики ранее построенных зависимостей, имеют две ветви, соответствующие работе двигателя по регуляторной и безрегуляторной характеристикам, и обе эти ветви являются нелинейными. Однако, нелинейность первой ветви, лежащей в интервале от 0 до $P_{крj}$, является слабой, поэтому эту ветвь без существенных погрешностей можно аппроксимировать прямой линией. Для построения этой ветви рекомендуется на горизонтальной вспомогательной линии $N_e = N_н$ нанести условные точки (на расстояниях $1...2$ *мм* от соответствующих вспомогательных вертикальных линий $P_{кр} = P_{крj}$) и соединить эти точки с точкой O_1, а затем в расчетных точках, соответствующих номинальной мощности двигателя $N_н$, произвести "округление" данной ветви (см. рис. 5, пример 1) и далее построить нелинейные ветви на участках тяговой характеристики, соответствующих режимам работы двигателя от $n_н$ до $n_м$ по аналогии с ранее изложенной методикой.

Затем строятся графики зависимостей $N_{кр}\left(P_{кр}\right)$ для всех передач в соответствующих интервалах изменения $P_{кр}$ от 0 до $P_{крм}$. При этом для всех передач абсциссы максимальных значений зависимостей $N_{кр}\left(P_{кр}\right)$ равны значениям $P_{крj}$. Однако для колесных тракторов при работе их на 1-ой передаче в режиме перегрузки, т.е. при $P_{кр} > P_{крн}$, в силу значительного буксования $\left(\delta > \delta_н\right)$ максимальное значение $N_{кр}$ может сместиться в зону, определяемую неравенством $P_{кр} > P_{крн}$.

По ранее рассчитанным данным строится при помощи пунктирной линии потенциальная тяговая характеристика $N_{кр}\left(P_{кр}\right)$, при соответствующем выборе масштаба эта характеристика является также и потенциальной характеристикой тягового КПД трактора $\eta_T\ (P_{кр})$. Построенная кривая ПТХ является огибающей кривых $N_{крj}\left(P_{кр}\right)$.

- В третью очередь строятся графики изменения топливно-экономических параметров G_T и $g_{кр}$. При этом графики зависимостей $G_{Tj}\left(P_{кр}\right)$, соответствующие работе двигателя по регуляторной ветви, отображаются отрезками прямых, а при работе по безрегуляторной ветви – плавными кривыми.

При построении графиков $g_{кр}$ необходимо учитывать, что при $N_{кр} \to 0$ удельный расход $g_{крj}$ стремится к бесконечности.

Примечание: *Если при работе трактора на первой передаче окажется*, что $P_{крм} > P_{кр}^{\ пр}$, *то графики всех параметров до значения* $P_{кр} = P_{кр}^{\ пр}$ *проводят-*

ся сплошными линиями, а на интервале от $P_{кр}^{пр}$ до $P_{крм}$ *- пунктирными. Также пунктирными линиями отображаются графики в интервале изменения абсциссы от т.* O_1 *до т. О (в этом интервале "нет движения"), эти части графиков являются условными.*

12. Анализ тяговой характеристики

Построенная теоретическая тяговая характеристика должна быть проанализирована и сравнена с тяговыми характеристиками серийных тракторов того же тягового класса, полученными в результате тяговых испытаний трактора. Сравнение осуществляется по всем параметрам тяговой характеристики в наиболее характерном режиме работы сельскохозяйственного трактора на тяге на каждой j - ой передаче, когда он развивает наибольшую тяговую мощность $N_{крj}$. Результаты сравнения оформляются в виде таблицы (см. примеры 1 и 2).

Экспериментальные тяговые характеристики и основные тяговые показатели серийных тракторов приводятся в альбоме-справочнике [16]. Если для данного тягового класса в этом альбоме приводятся данные для нескольких модификаций тракторов, то для сравнения в качестве трактора-прототипа выбирается тот трактор, у которого значение эксплуатационной массы ближе всего к расчетному значению и тяговые показатели для заданного тягового класса соответствуют требования ГОСТ (см. прил. 4, табл. 1).

Приложение 1

Задания на курсовые работы по теории трактора на тему "Тяговый расчет трактора"

Перед началом курсового проектирования каждому студенту выдается индивидуальный номер его задания на курсовое проектирование (обычно – это порядковый номер студента в журнале посещаемости занятий).Этому номеру в табл.1 соответствует развернутое задание в виде числового шифра, имеющего форму A-B-C-D, где

- A - номер колонки в табл. 2, который представляет собой шифр типа ходовой системы трактора:

  1 - колесный трактор 4К2;

  2 - колесный трактор 4К4а (с разными передними и задними колесами);

  3 - колесный трактор 4К4б; (с одинаковыми передними и задними колесами);

  4 - гусеничный трактор;

- B - номер строки табл. 2, в которой задана номинальная тяговая сила на крюке трактора;
- C - номер строки табл. 2, в которой задана теоретическая скорость трактора на 1-ой передаче при работе двигателя в номинальном режиме, т.е. при частоте его вращения $n = n_н$;
- D - число передач трансмиссии основного рабочего диапазона.

Пример: Пусть индивидуальному номеру студента в журнале соответствует № задания 3-7-23-4 (в табл. 1 этот шифр задания не приведен).

Этому шифру задания согласно данным табл.2 соответствуют следующие исходные параметры для проектируемого трактора:

3-колесный трактор 4К4б;

7- $P_{крн} = 33\ кН$;

23- $v_{T1} = 9\ км/ч$;

4 - число передач (m = 4).

1. Распределение заданий по учебным группам и по студентам

Учебные группы					
7-АТ6 (7)		7-АТ7 (8)		7-АТ8 (9)	
№	Шифр задания	№	Шифр задания	№	Шифр задания
1	2	3	4	5	6
1	1-6-4-4	1	4-14-7-5	1	2-17-20-4
2	2-2-18-4	2	3-1-13-4	2	1-20-18-4
3	3-19-8-4	3	2-12-23-4	3	4-3-10-5
4	4-13-12-5	4	1-8-7-4	4	3-6-10-4
5	1-11-6-4	5	4-12-6-5	5	2-15-21-4
6	2-4-19-4	6	3-3-14-4	6	1-19-17-4
7	3-17-9-4	7	2-14-24-4	7	4-5-12-5
8	4-15-13-5	8	1-13-9-4	8	3-18-12-4
9	1-16-16-4	9	4-10-5-5	9	2-13-22-4
10	2-6-18-4	10	3-5-15-4	10	1-12-7-4
11	3-15-10-4	11	2-16-20-4	11	4-7- 8-5
12	4-17-11-5	12	1-18-20-4	12	3-10-14-4
13	1-21-21-4	13	4-8-4-5	13	2-11-24-4
14	2-8-21-4	14	3-7-16-4	14	1-15-16-4
15	3-13-11-4	15	2-10-24-4	15	4-9-11-5
16	4-19-9-5	16	1-23-22-4	16	3-16-18-4
17	1-26-23-4	17	4-6-3-5	17	2-9-23-4
18	2-10-22-4	18	3-9-17-4	18	1-25-19-4
19	3-11-12-4	19	2-18-18-4	19	4-11-6-5
20	4-21-8-5	20	1-25-19-4	20	3-4-16-
21	1-17-16-4	21	3-8-21-4	21	1-7-7-4
22	1-16-18-4	22	3-11-11-4	22	2-4-19-4
23	2-20-9-4	23	4-6-21-5	23	4-8-3-5
24	3-11-24-4	24	3-13-14-4	24	3-19-10-4

2. Исходные данные для курсовой работы

№	Сила тяги на крюке $P_{крн}$, кН				Теоретическая скорость v_{T1}, км/ч
	1	2	3	4	
1	5,5	12,9	27	18	4,6
2	6,0	13,2	28	19	4,8
3	6,5	13,5	29	20	5,0
4	7,0	13,8	30	21	5,2
5	7,5	14,0	31	22	5,4
6	8,0	14,4	32	23	5,6
7	8,5	14,7	33	24	5,8
8	9,0	15,0	34	25	6,0
9	9,5	15,3	35	26	6,2
10	10,0	15,6	36	27	6,4
11	10,5	15,9	46	28	6,6
12	11,0	16,2	47	29	6,8
13	11,5	16,5	48	30	7,0
14	12,0	16,8	49	31	7,2
15	12,5	17,1	50	32	7,4
16	130	17,4	51	33	7,6
17	13,5	17,7	52	34	7,8
18	14,0	18,0	53	35	8,0
19	14,5		54	36	8,2
20	15,0			37	8,4
21	15,5			38	8,5
22	16,0			39	8,8
23	16,5			40	9,0
24	17,0			41	9,2
25	17,5			42	9,3
26	18,0			43	9,4
27				44	9,5

Приложение 2

Образец титульного листа

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ “МАМИ”

Кафедра “Тракторы”

КУРСОВАЯ РАБОТА
на тему “ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА”
студента гр. 8-АТ-7 Петрова П. П.

Оценка за защиту работы _____

Преподаватель _____

МОСКВА – 2001

Приложение 3

1. Значения параметров, используемых при тяговом расчете

№	Тип трактора	Параметры							
		$\varphi_{крн}$	$\varphi_{кр}^{пр}$	$\lambda_{ст}$	λ	f	$\delta_{н}$	$\delta_{пр}$	k
1	4К2а	0,53	0,7	0,65	0,7	0,12	0,18	0,4	0,380
2	4К2б	0,56	0,7	0,65	0,7	0,12	0,18	0,4	0,340
3	4К2с	0,56	0,7	0,6	0,74	1,12	0,18	0,4	0,340
4	4К4а	0,4	0,6	0,65	1	0,1	0,16	0,5	0,310
5	4К4б	0,45	0,67	0,4	1	0,1	0,16	0,5	0,310
6	гусенич.	0,6	0,8	1	1	0,08	0,05	0,3	0,131

Примечание: В табл. 1 использованы следующие условные обозначения:

- 4К2а – трактор 4К2 с эксплуатационной массой $m_э < 2600\ кг$;
- 4К2б – трактор 4К2 с эксплуатационной массой $m_э \geq 2600\ кг$;
- 4К2с – трактор 4К2 со всеми колесами одинакового диаметра;
- 4К4а – пропашные тракторы 4К4 с задними колесами большего диаметра;
- 4К4б – пахотные тракторы со всеми колесами одинакового диаметра;
- гусенич. – сельскохозяйственный гусеничный трактор.

Приложение 4

Выписка из ГОСТ 27155-86
Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные.
Термины и определения видов.

1. Тяговые классы сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов

Тяговый класс	Значения номинального тягового усилия $P_{крн}$, кН	Тяговый класс	Значения номинального тягового усилия $P_{крн}$, кН
0,2	от 1,8 до 5,4	3	св. 27 до 36
0,6	св. 5,4 до 8,1	4	св. 36 до 45
0,9	св. 8,1 до 12,6	5	св. 45 до 54
1,4	св. 12,6 до 18	6	св. 54 до 72
2	св. 18 до 27	8	св. 72 до 108

2. Расчетный метод определения номинального тягового усилия трактора

Номинальное тяговое усилие трактора в кН определяют по формуле

$$P_{крн} = A\, m_э ,$$

где $m_э$ - эксплуатационная масса трактора в кг;

A - коэффициент, принимаемый в зависимости от вида трактора, рав ным:

- для сельскохозяйственных тракторов:

  $2{,}24 \cdot 10^{-3}$ - для 4К2 при $m_э < 2600$ *кг* ;

  $3{,}73 \cdot 10^{-3}$ - для 4К2 и 3К2 при $m_э \geq 2600$ *кг* ;

  $3{,}92 \cdot 10^{-3}$ - для 4К4 при $m_э > 2600$ *кг* ;

  $4{,}9 \cdot 10^{-3}$ - для гусеничных тракторов;

- для лесохозяйственных тракторов:

  $3{,}4 \cdot 10^{-3}$ - для колесных тракторов;

  $4{,}4 \cdot 10^{-3}$ - для гусеничных тракторов.

При отсутствии данных для определения $m_э$ ее принимают:

$m_э = 1{,}15\, m_к$ - для колесных тракторов;

$m_э = 1{,}08\, m_к$ -для гусеничных тракторов,

где $m_к$ - конструкционная масса трактора.

Приложение 5

1. Некоторые параметры колесных тракторов

Марка трактора	Класс	$m_к$, кг	L , мм	$h_{кр}$, мм
Т-25	0,6	2030	1630	340-500
Т-16М	0,6	1810	2500	590
Т-40М	0,9	2250	2250	200-950
Т-50	0,9	2570	2160	200-950
МТЗ-80	1,4	3520	2370	420-480
МТЗ-82	1,4	3730	2450	420-480
МТЗ-102	1,4	3950	2570	420-480
Т-54С	2,0	4000	1895	200-500
ДТ-54А	2,0	5440	1622	340-490
Т-150К	4,0	8135	2860	400
К-703	5,0	12400	3200	400

2. Давление воздуха в шинах на различных работах

Трактор	Сельхозяйственные работы		Транспортные работы	
	$p_{ш1}$, МПа	$p_{ш2}$, МПа	$p_{ш1}$, Мпа	$p_{ш2}$, Мпа
Т-25	0,14	0,08	0,34	0,20
Т-16М	0,14	0,08	0,34	0,20
Т-40М	0,14	0,10	0,30	0,16
МТЗ-80	0,14	0,12	0,25	0,17
МТЗ-82	0,12	0,08	0,25	0,16
Т-150К	0,12	0,10	0,16	0,12
К-701	0,11	0,11	0,12	0,12

3. Жесткость тракторных шин

Марка шины	Жесткость шин (кН/м) при давлении воздуха (кПа)			
	0,08	0,1	0,15	0,2
4,5-16	80…100	90…110	120…140	130…160
6-16	-	100…120	130…160	150…180
7,5-16	-	110…130	140…170	160…200
10,6-16	150…160	180…200	-	-
9,5-32	130…140	150…170	-	-
12R38	200…220	240…260	320…340	-
13,6R38	180…200	220…230	300…310	-

Приложение 6

Выписка из ГОСТ 7463-89
Шины пневматические для тракторов и с/х. машин.

1. Нормы нагрузок и давлений в шинах (при $v = 30\ км/ч$)

Марка шины	Нагрузка на шину, кН при внутреннем давлении, кПа										
	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
Шины ведущих колес											
9,5-32	6	6,5	6,9	7,3	7,7	8	8,4	8,85	9	9,7	10,3
11,2-20	-	-	7,65	8,1	8,5	8,9	9,3	9,7	10	10,8	11,5
11,2-28	6,95	7,5	7,95	8,45	8,9	9,25	9,7	10,1	10,4	11,2	-
13,6R38	11,5	12,3	13,2	13,9	14,8	15,6	16,4	17,2	18	-	-
14,9-30	-	-	13,6	14,6	15,1	15,9	16,7	-	-	-	-
15,5R38	-	-	14,6	15,5	16,3	16,9	17,8	18,5	19	20,6	-
16,9R30	-	-	16,4	17,3	18,2	19	19,9	20,8	21,7	-	-
16,9R38	17	18,1	19,2	20,3	21,4	22,5	23,6	24,7	25,8	-	-
18,4L30	-	-	-	21,2	22,3	23,2	24,2	25,2	26,2	28,2	-
18,4R34	-	-	21,4	22,5	23,5	24,4	25,7	-	-	-	-
21,3R24	-	-	19	20,2	21,4	22,2	23,3	24,3	-	-	-
30,5R32	-	-	-	36,8	38,9	40,3	42,3	44,1	45,8	-	-
Шины направляющих колес											
6,5-16	-	-	-	-	-	-	3,9	4	4,2	4,5	4,8
9-20	-	-	6,2	6,6	7	7,2	7,6	7,9	8,2	8,8	9,4

2. Шины для тракторов и самоходных шасси

№	Марка шины	Разметы шины		Нормы экспл. режимов при $v = 30\ км/ч$		
		Наружный диаметр D, мм	Ширина профиля без нагрузки b, мм	Максимальн. допуск. нагрузка на шину, кН	Давление в шине, соотв. этой нагрузке, кПа	Стат. радиус шины, соотв. этой нагрузке $r_{ст}$, мм
Шины ведущих колес						
1	9,5-32	1240±12	241	10,65	210	590±6
2	11,2-20	985±9	284	11,75	210	460±5
3	11,2-28	1210±12	284	11,2	180	567±6
4	13,6R38	1540±15	345	18	160	717±7
5	14,9-30	1402±15	378	16,65	140	650±7
6	15,5R38	1570±15	394	20,6	180	730±7
7	16,9R30	1462±15	429	22,45	170	662±7
8	16,9R38	1685±17	429	25,75	160	780±8
9	18,4L30	1520±15	490	28,20	180	693±8
10	18,4R34	1640±16	467	25,65	140	750±8
11	21,3R24	1400±15	540	25	160	640±8
12	30,5R32	1830±18	775	47,15	170	830±8
Шины направляющих колес						
1	6,5-16	760+8	175	6,15	310	362+5
2	9-20	945+9	241	11	260	442+5

3. Марки шин, применяемых на тракторах

Марка шины	Марка трактора
Шины ведущих колес	
9,5-32	Т-25А
11,2-20	МТЗ-82
11,2-28	Т-16М
13,6R38	Т-40, Т-40АМ
14,9-30	Т-40М
15,5R38	МТЗ-80, МТЗ-82, ЮМЗ-6Л
16,9R30	МТЗ-82Н, МТЗ-100, МТЗ-102
16,9R38	МТЗ-80, МТЗ-82, МТЗ-100, МТЗ-102, ЮМЗ-6Л
21,3R24	Т-150К
30,5R32	К-701М
18,4L30	МТЗ-80Х
Шины направляющих колес	
18,4К34	МТЗ-100, МТЗ-102
9-20	МТЗ-80, МТЗ-100, ЮМЗ-6Л
6,5-16	Т-25, Т-16М, Т-40М
11,2-20	МТЗ-102

Приложение 7

1. Некоторые параметры гусеничных движителей

Марка трактора	$m_э$, кг	$t_г$, мм	$z_{зв}$	$z_{вк}$
Т-50В	3680	176	13,5	27
Т-54С	4120	176	11,5	23
Т-38М	4150	176	14	14
ДТ-54А	5630	170	12	12
Т-74	5980	170	12	12
ДТ-75М	6620	170	13	13
ДТ-55А	6458	182	11	11
Т-150	7900	170	14	14
Т-4М	8100	176	13	13
Т-100М	11450	203	13	26
Т-130	12800	203	13	13
Т-180	15650	240	10,5	21
ДЭТ-250	26800	218	13,5	27
ТДТ-40М	6680	120	12	12
ТДТ-55	9500	134	9	9
ТДТ-75	10720	150	11	11

Примечание: $t_г$ - шаг гусеницы; $z_{зв}$ - число звеньев (траков), укладываемых на ведущее колесо за один его оборот; $z_{вк}$ - число зубьев ведущего колеса трактора.

Приложение 8

1. Параметры отечественных тракторных дизелей

Марка двигателя	$N_н$, кВт	$M_н$, Н·м	$\omega_н$, рад/с	$k_м$	$k_п$	$g_е$, г/(кВт·ч)
Д-21А	18	96	188,5	1,12	1,39	250
Д-120	21	101	209,4	1,12	1,33	238
Д-48М, Л, Т	36	216	167,6	1,12	1,46	272
Д-37Е	37	196	188,5	1,12	1,34	258
Д-144	37	196	188,5	1,12	1,38	238
Д-50	40	225	178,0	1,12	1,55	265
Д-144А	44	210	209,4	1,12	1,38	265
Д-65М	44	240	183,3	1,12	1,55	252
Д-241	51	232	219,9	1,12	1,50	258
Д-240	55	239	230,4	1,12	1,57	245
СМД-14АН, БН	59	313	188,5	1,12	1,34	254
Д-260Т	61	263	230,4	1,12	1,47	245
А-41	66	361	183,3	1,15	1,45	245
СМД-18Н	70	370	188,5	1,15	1,34	254
СМД-17КН, 18КН	74	370	199,0	1,10	1,35	245
Д-108Б	80	709	112,1	1,10	1,42	238
А-01МЛ	82	490	167,6	1,15	1,41	252
СМД-19, 20	89	445	199,0	1,10	1,35	245
А-01М	96	540	178,0	1,15	1,41	238
Д-160Б	103	920	112,1	1,10	1,42	238
СМД-60	110	525	209,4	1,15	1,32	257
Д-160	118	902	130,9	1,10	1,47	247
СМД-62	121	550	219,9	1,15	1,32	258
Д-180	130	1130	115,2	1,05	1,42	252
СМД-72	147	669	219,9	1,10	1,50	245
ЯМЗ-238НБ	147	826	178,0	1,10	1,36	237
СМД-80	184	836	219,9	1,15	1,37	238
ЯМЗ-240	199	1000	199,0	1,10	1,27	240
В-31	220	1400	157,1	1,11	1,43	238
ДВТ-330	251	1404	178,0	1,12	1,31	238

Приложение 9

ПРИМЕР 1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

1. Исходные данные

Номер задания	4-13-8-4
Номинальное тяговое усилие	30 Кн
Тип движителя трактора	гусеничный
Назначение трактора	сельскохозяйственный
Теоретическая скорость на 1-ой передаче	6 км/ч
Количество передач	4
Почвенный фон	стерня колосовых

1. Дополнительные исходные данные

Тип трактора	Параметры						
	$\varphi_{крн}$	$\varphi_{кр}^{пр}$	$\lambda_{сц}$	f	$\delta_{н}$	$\delta_{пр}$	k
С/х. гусеничный	0,60	0,80	1	0,08	0,05	0,30	0,131

2. Тяговый расчет

1. Определяем эксплуатационный вес и массу трактора

$$G_э = \frac{P_{крн}}{\varphi_{крн}\ \lambda} = \frac{30000}{0{,}6 \cdot 1} = 50000\ Н = 50\ кН\ ,$$

где $\varphi_{крн} = 0{,}6$; $\lambda = 1$;

$$m_э = \frac{G_э}{g} = \frac{50000}{9{,}81} = 5097\ кг\ ,$$

Конструкционная масса $m_к$ трактора равна

$$m_к = \frac{m_э}{k_к} = \frac{5097}{1{,}08} = 4719\ кг\ ,$$

где $k_к = 1{,}08$ - для гусеничных тракторов (прил. 4).

2. Определяем динамический радиус ведущего колеса

$$r_д = \frac{t_г\ z_{зв}}{2\ \pi} = \frac{0{,}17 \cdot 12}{6{,}28} = 0{,}32\ м\ ,$$

где принято $t_г = 0{,}17\ м$; $z_{зв} = 12$ (см. прил. 7).

3. Определяем силу сопротивления качению трактора

$$P_f = f\ G_э = 0{,}08 \cdot 50 = 4\ кН\ .$$

4. Определяем номинальную касательную силу тяги

$$P_{кн} = P_{крн} + P_f = 30 + 4 = 34\ кН\ .$$

5. Определяем предельные по сцеплению силу тяги на крюке и касательную силу тяги;

$$P_к^{пр} = P_{кр}^{пр} + P_f = 40 + 4 = 44\ кН\ .$$

6. Производим для ряда значений $P_к$ подсчет коэффициентов буксования по формуле

$$\delta = \delta_{пр}\left[1 - \left(1 - \frac{P_к}{P_к^{пр}}\right)^k\right] = 0{,}3 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{P_к}{44}\right)^{0{,}131}\right]$$

и результаты расчета сводим в табл. 2.

2. Зависимость буксования от тяговой силы $P_{кр}$

№	$P_к$, кН	$P_{кр}$, кН	δ
1	4	0	0,004
2	8	4	0,008
3	16	12	0,017
4	30	26	0,042
5	34	30	0,053
6	44	40	0,300

7. По данным табл. 2 строим кривую буксования проектируемого трактора (рис. 1).

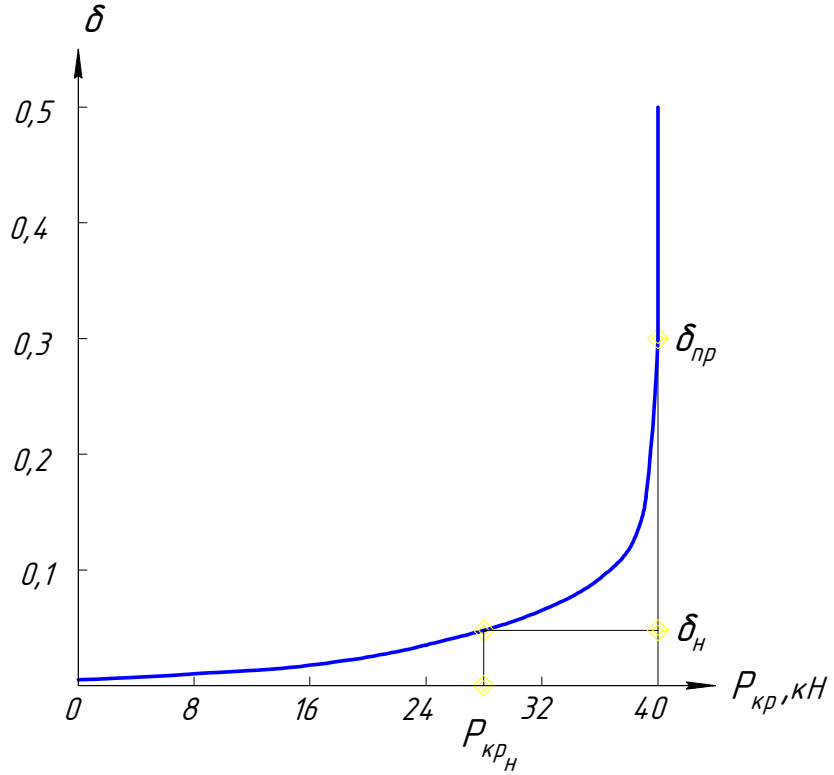


Рис. 1. Теоретическая кривая буксования гусеничного трактора

8. Для заданного числа передач $n = 4$, используя в качестве прототипа трансмиссию гусеничного трактора ДТ-75М [2], строим кинематическую схему проектируемого трактора (рис. 2), однако в ней вместо планетарных механизмов поворота используем муфты поворота. По этой схеме определяем соответствующие числа полюсов зацепления зубчатых колес: $n_1 = 2$, $n_2 = 1$ и число планетарных редукторов $n_3 = 0$.

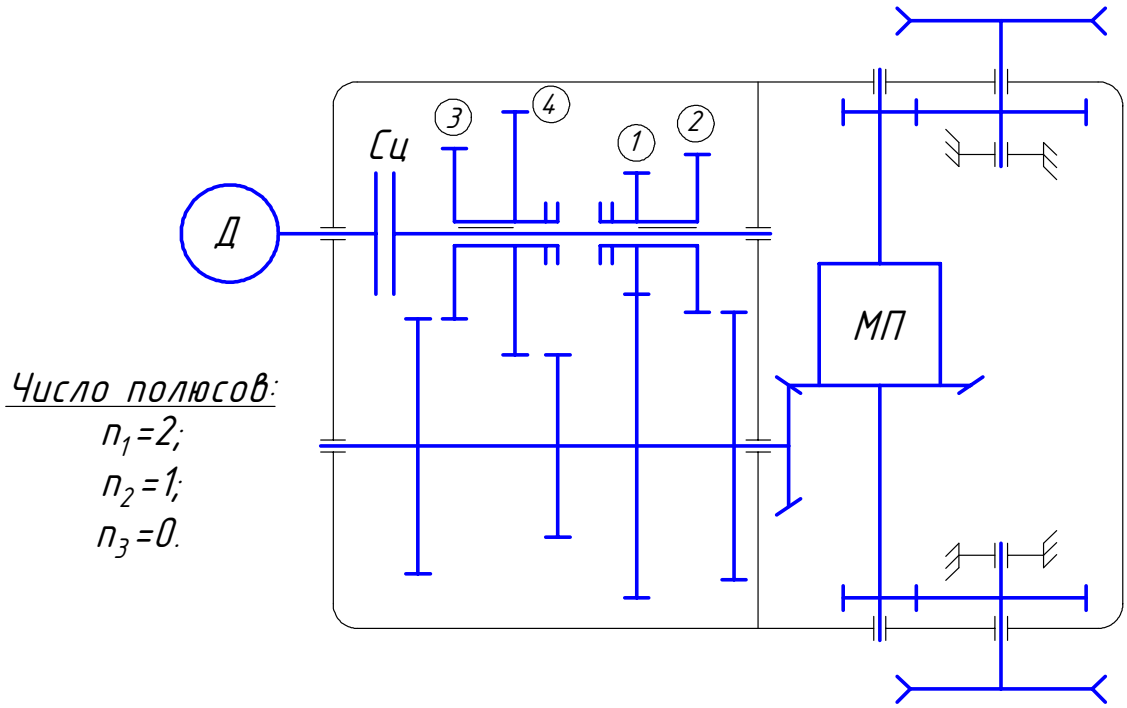


Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии гусеничного трактора (рабочий диапазон)

9. Определяем механический КПД проектируемого трактора

$$\eta_м = \eta_г \; \eta_{тр} = \eta_г \; \eta_1^{n_1} \; \eta_2^{n_2} \; \eta_3^{n_3} = 0{,}97 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}98^1 \cdot 0{,}99^0 = 0{,}932$$

где принимаем [4]: $\eta_г = 0{,}97$; $\eta_1 = 0{,}99$; $\eta_2 = 0{,}98$; $\eta_3 = 0{,}99$.

10. Определяем номинальную мощность двигателя

$$N_н = \frac{P_{кн} \; v_{T1}}{k_з \; \eta_м} = \frac{34 \cdot 1{,}67}{0{,}9 \cdot 0{,}932} = 65{,}55 \; кВт,$$

где $v_{T1} = 6 \; км/ч = 1{,}67 \; м/с$ - по заданию.

11. По расчетному значению номинальной мощности из прил. 8 выбираем серийный двигатель: 4-х тактный дизель А-41 с параметрами, приведенными в табл. 3.

3. Параметры выбранного серийного тракторного дизеля

Марка двигателя	$N_н$, кВт	$M_{дн}$, Н·м	$\omega_н$, рад/с	$k_м$	$k_п$	$g_{ен}$, г/(кВт·ч)
А-41	66	361	183,3	1,15	1,45	252

.

12. Определяем следующие параметры внешней скоростной характеристики двигателя:

- частоты вращения вала двигателя:

$$n_н = \frac{30\,\omega_н}{\pi};\quad n_м = \frac{n_н}{k_n};\quad n_0 = \frac{n_н + n_м}{2};\; n_{xx} = 1{,}08\,n_н;$$

- крутящие моменты двигателя:

$$M_н = \frac{N_н}{\omega_н};\quad M_м = k_м\,M_н;\;\; M_0 = \frac{M_н + M_м}{2};\quad M_{xx} = 0,$$

где крутящий момент M_0 соответствует режиму работы двигателя при частоте n_0

- эффективные мощности двигателя:

$$N_м = \omega_м\,M_м;\quad N_0 = \frac{\pi n_0}{30}M_0;\;\; N_{xx} = 0;$$

- часовые расходы топлива:

$$G_{Tн} = \frac{g_{ен}\,N_н}{1000};\quad G_{Tм} = \frac{G_{Tн}}{1{,}25};$$

$$G_{T0} = \frac{G_{Tн} + G_{Tм}}{2};\quad G_{Tx} = 0{,}25\,G_{Tн},$$

где часовой расход топлива G_{T0} соответствует режиму работы двигателя при частоте $n_{0.}$

- удельные расходы топлива:

$$g_{ен} - \text{задан};\quad g_{ем} = 1000\,\frac{G_{Tм}}{N_{ем}};\;\; g_{e0} = \frac{1000G_{T0}}{N_0};\quad g_{ex} \to \infty.$$

Значения расчетных параметров ВСХ для четырех характерных режимов работы двигателя приведены в табл.4.

4. Параметры внешней скоростной характеристики дизеля А-41

№	Режим работы двигателя	n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	$M_д$, Н·м	g_e, г/(кВт·ч)	G_T, кг/ч
1	$n_м$	1207	52,3	414	277	14,5
2	$n_0 = \frac{n_м + n_н}{2}$	1478	59,8	388	258	15,5
3	$n_н$	1750	66,0	360	252	16,6
4	n_{xx}	1890	0	0	∞	4,2

13. Строим по данным табл. 4 и данным табл. 1, прил. 1 внешнюю скоростную характеристику дизеля А-41 (рис. 3).

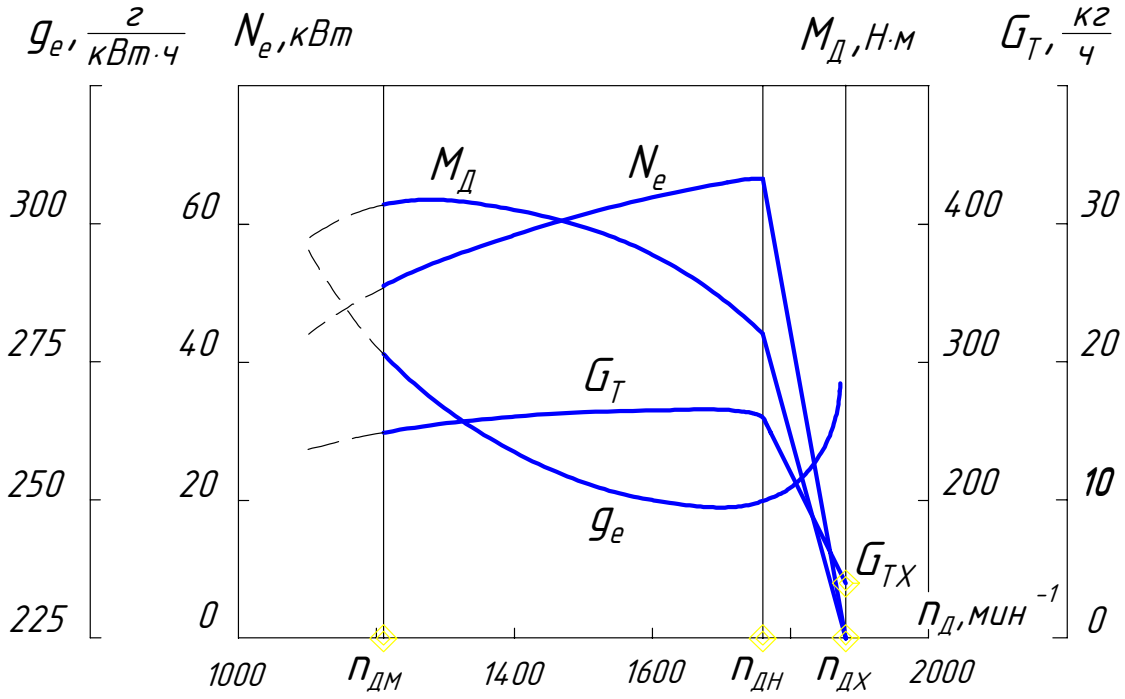


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика дизеля А-41

14. Определяем параметры потенциальной тяговой характеристики трактора для ряда значений $P_{кр}$ по формулам [3,4]:

$$N_м = (1-\eta_м)\,N_н; \qquad N_к = N_н - N_м;$$

$$v_T = \frac{N_к}{P_{кр} + P_f}; \qquad v = v_T\,(1-\delta);$$

$$N_f = P_f\,v; \qquad N_\delta = \delta N_k;$$

$$N_{кр} = N_н - N_м - N_f - N_\delta;$$

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_n}$$

и результаты расчетов приводим в табл. 5.

5. Расчетные параметры ПТХ трактора

$P_f = 4\ кН;\ N_н = 66\ кВт;\ N_м = 4{,}5\ кВт;\ N_к = 61{,}5\ кВт$

№	$P_{кр}$, кН	v_T, м/с	δ	v, м/с	N_f, кВт	N_δ, кВт	$N_{кр}$, кВт	η_T
1	0	15,3	0,004	15,3	61,2	0,30	0	0
2	10	4,40	0,010	4,35	17,4	0,61	43,5	0,66
3	20	2,56	0,030	2,50	10,0	1,84	50,0	0,76
4	30	1,81	0,053	1,72	6,88	3,08	51,6	0,78
5	40	1,40	0,300	0,98	3,92	18,5	39,2	0,59

15. Строим по данным табл. 5 потенциальную тяговую характеристику (рис. 4), по которой определяем следующие параметры:

- максимальное значение тягового КПД

$$\eta_T^{\max} = 0{,}80 \quad \text{при} \quad P_{кр} = 28\ кN\ ;$$

- диапазон рабочих значений $\Delta P_{кр}$ на тяге, удовлетворяющих условию

$$\eta_T > 0{,}95\ \eta_T^{\max} = 0{,}95 \cdot 0{,}80 = 0{,}76 :$$

$$\Delta P_{кр} = 18...35\ кН\ .$$

16. Определяем передаточное число трансмиссии на 1-ой передаче

$$u_1 = \frac{\omega_н\ r_д}{v_{T1}} = \frac{183{,}3 \cdot 0{,}32}{1{,}67} = 36\ ,$$

где по заданию $v_{T1} = v_{Tн} = \dfrac{6}{3{,}6} = 1{,}67\ м/с$.

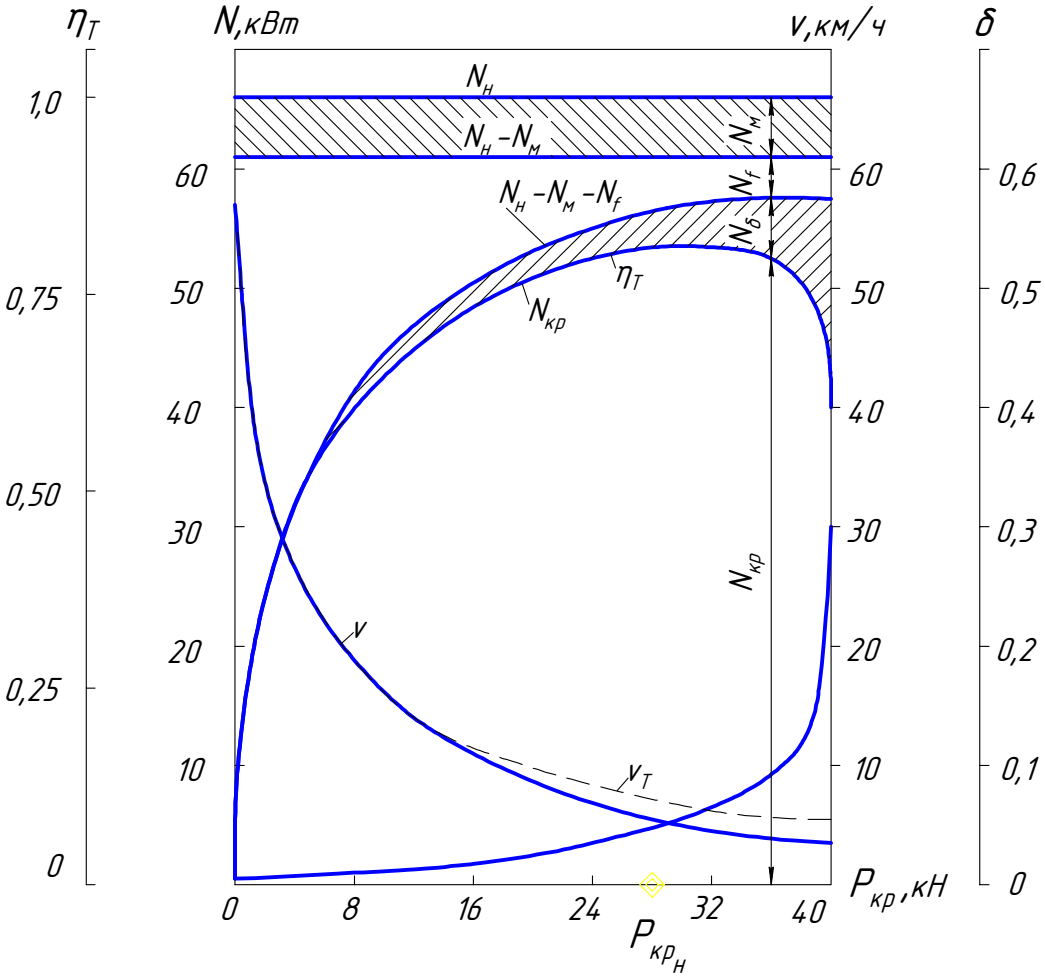


Рис. 4. Потенциальная тяговая характеристика гусеничного трактора при $P_{крн} = 30\ кН$

17. Определяем знаменатель геометрического ряда передаточных чисел трансмиссии

$$q = \left(\frac{V_{T1}}{V_{T4}}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{6}{9}\right)^{\frac{1}{3}} = 0{,}87,$$

где

по заданию: $m = 4$ - число передач; $v_{T1} = 6\ км/ч$ - скорость трактора на 1-ой передаче;

$v_{T4} = 9\ км/ч$- скорость на высшей передаче (этим значением скорости задаемся).

18. Подсчитываем передаточные числа для всех передач по формуле

$$u_j = u_1\, q^{j-1} \quad (j = 1,2,3,4)$$

Результаты расчета: $u_1 = 36$, $u_2 = 31$, $u_3 = 27$, $u_4 = 24$.

19. Определяем силовые параметры тяговой характеристики для 2-х основных режимов работы двигателя $n = n_н$ и $n = n_м$ (см. результаты в табл. 6):

- при $n = n_н$:

$$P_{к1} = \frac{P_{кн}}{k_з} = \frac{34}{0{,}9} = 37{,}8\ кН \approx 38 кН;$$

$$P_{кj} = P_{к1}\, q^{j-1}; \quad P_{крj} = P_{кj} - P_f \quad (j = 2,3,4);$$

- при $n = n_м$:

$$P_{км1} = k_м\, P_{к1}; \quad P_{кмj} = P_{км1}\, q^{j-1}; \quad P_{крмj} = P_{кмj} - P_f.$$

20. Определяем скоростные параметры тяговой характеристики двигателя (см. результаты в табл. 6):

- при $n = n_н$: $v_{T1} = v_{Tн} = 6\ км/ч$ (по заданию);

$$v_{Tj} = \frac{v_{T1}}{q^{j-1}}; \quad v_j = v_{Tj}\left(1 - \delta_j\right) \qquad (j = 2,3,4),$$

где значения буксования δ_j определяются для всех передач по кривой буксования (рис.1) в зависимости от значений $P_{кр}$ при $n = n_н$ (см. значения $P_{кр}$ в табл. 6):

$$\delta_1 = 0{,}067; \quad \delta_2 = 0{,}050; \quad \delta_3 = 0{,}040; \quad \delta_4 = 0{,}031;$$

- при $n = n_m$ ($n_m = n_n / k_n$; $k_n = 1{,}45$):

$$v_{Tмj} = \frac{v_{Tj}}{k_n}; \quad v_{мj} = v_{Tмj}\left(1 - \delta_j\right) \quad (j = 2,3,4),$$

где значения буксования δ определяются для всех передач по кривой буксования (рис.1) в зависимости от значений $P_{кр}$ при $n = n_м$ (см. значения $P_{кр}$ в

$$\delta_1 = 0{,}117; \quad \delta_2 = 0{,}067; \quad \delta_3 = 0{,}050; \quad \delta_4 = 0{,}040;$$

- при $n = n_{xx}$:

$$v_{Txj} = \frac{v_{Tj}\ n_{xx}}{n_н} = 1{,}08\, v_{Tj}\,.$$

6. Расчетные значения силовых и скоростных параметров тяговой характеристики

Параметры	№ передачи, j			
	1	2	3	4
При $n = n_н$				
$P_к$, кН	38	33	29	25
$P_{к\,р}$, кН	34	29	25	21
v_T, км/ч	6,00	6,90	7,90	9,00
v, км/ч	5,64	6,55	7,58	8,00
При $n = n_м$				
$P_к$, кН	43	38	33	29
$P_{кр}$, кН	39	34	29	25
v_T, км/ч	4,10	4,70	5,40	6,20
v, км/ч	3,62	4,38	5,13	5,92
При $n = n_{xx}$				
v_{Tx}, км/ч	6,48	7,45	8,52	9,72

21. Определяем мощностные и топливно-экономические параметры тяговой характеристики для 3-х основных режимов работы двигателя по одним и тем же формулам:

$$N_{крj} = v_j\ P_{крj}\,; \qquad \eta_T = \frac{N_{крj}}{N_e}\,; \qquad g_{крj} = 1000\,\frac{G_{Tj}}{N_{крj}}\,,$$

где необходимые значения N_e и G_T определяются из внешней скоростной характеристики двигателя. Результаты расчетов приведены в табл. 7.

7. Расчетные значения мощностных и топливно-экономических параметров

Параметры	№ передачи, j			
	1	2	3	4
При $n = n_н$				
N_e, кВт	66	66	66	66
$N_{кр}$, кВт	52,8	53	52,5	51,7
η_T	0,8	0,8	0,79	0,78
G_T, кг/ч	16,6	16,6	16,6	16,6
$g_{кр}$, г/(кВт·ч)	315	318	319	322
При $n = n_м$				
N_e, кВт	52,3	52,3	52,3	52,3
$N_{кр}$, кВт	39	41,9	42	41,2
η_T	0,74	0,8	0,8	0,79

Продолжение табл. 7

G_T, кг/ч	14,5	14,5	14,5	14,5
$g_{кр}$, г/(кВт·ч)	372	347	345	384
При $n = n_{xx}$				
G_{Tx}, кг/ч	4,2	4,2	4,2	4,2

22. По данным табл. 6 и 7 строим графики тяговой характеристики проектируемого трактора [4] (см. рис. 5). На тяговой характеристике отражаем графики зависимостей скоростных параметров (n, v), мощностных параметров ($N_e, N_{кр}, \eta_T$), а также топливно-экономических параметров (G_T, $g_{кр}$) от тяговой силы $P_{кр}$ на каждой передаче.

23. Проводим анализ тяговой характеристики. Основные тяговые показатели теоретической тяговой характеристики проектируемого трактора сравниваются с аналогичными показателями, полученными в результате тяговых испытаний на стерне колосовых серийного гусеничного сельскохозяйственного трактора общего назначения, класса 3 ДТ-75М, оснащенного 4-х тактным дизелем А-41 с номинальной мощностью $N_н = 66\ кВ\ N_к = 61{,}5\ кВт$ при частоте вращения вала двигателя $n_н = 1750\ мин^{-1}$ (см. альбом-справочник [6], стр.149).

Сравнение производится по показателям при наибольшей тяговой мощности $N_{кр}$ (см. табл. 8).

8. Основные тяговые показатели гусеничного трактора ДТ-75М и проектируемого трактора

$m_э$, кг	Передача	Показатели при наибольшей мощности $N_{кр\max}$					
		$N_{кр}$, кВт	η_T	$P_{кр}$, кН	v, км/ч	G_T, кг/ч	$g_{кр}$, г/(кВт·ч)
Трактор ДТ-75М							
6460	1	50	0,757	35,3	5,1	16,6	332
	2	50,6	0,766	31,4	5,8	16,7	330
	3	50,2	0,76	28,9	6,3	16,7	332
	4	49,6	0,75	25,5	7	16,6	336
	5	48,2	0,73	22,6	7,7	16,6	345
	6	46,3	0,7	19,6	8,5	16,6	359
Проектируемый трактор							
5097	1	52,2	0,8	34	5,6	16,6	315
	2	53	0,8	29	6,5	16,6	318
	3	52,5	0,79	25	7,6	16,6	319
	4	51,7	0,78	21	8,7	16,6	322

Из сравнения данных, приведенных в табл. 8, можно сделать следующие выводы:

- Для трактора ДТ-75М основными рабочими передачами на тяге являются 1...5 передачи, т.к. $\eta_{To} = 0{,}95 \cdot \eta_{Tм} = 0{,}95 \cdot 0{,}76 = 0{,}728$.
-

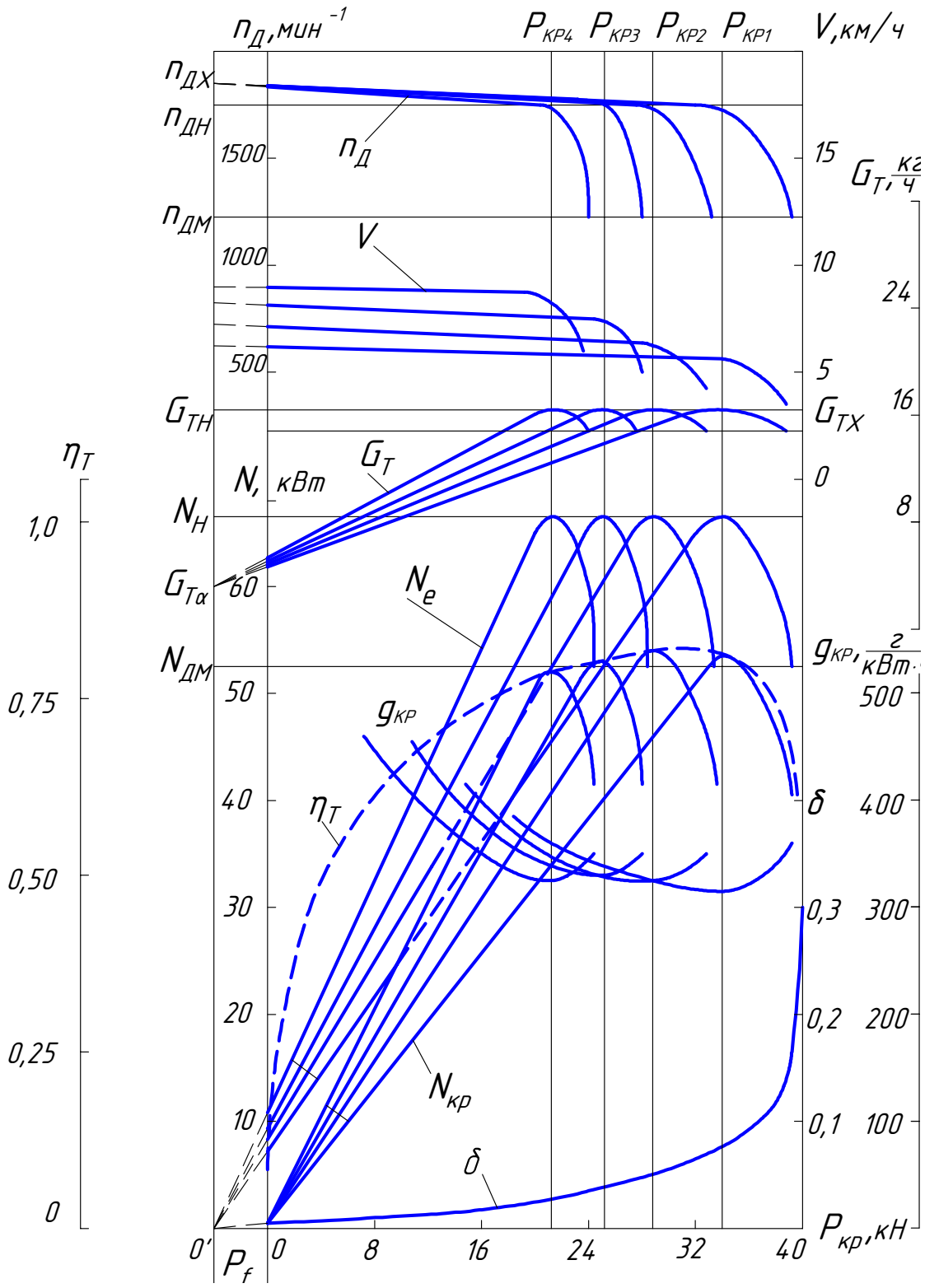


Рис. 5. Тяговые характеристики гусеничного трактора при $P_{крн} = 30\ кН$

- Проектируемый трактор при меньшей эксплуатационной массе обеспечивает по сравнению с трактором ДТ-75М в целом несколько лучшие скоростные, мощностные и топливно-экономические показатели.

ЛИТЕРАТУРА

Приводится список литературы (5…7 наименований), использовавшейся при выполнении тягового расчета трактора, например,

1. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1976.

2. Дипломное проектирование /Под ред. В. В. Будько - М.: Высшая школа, 1985.

3. Львов Е.Д. Теория трактора. Учебник. - М.: Машгиз, 1960.

4. Савочкин В. А. Тяговый расчет трактора. Методические указания. - М.: МГТУ-«МАМИ», 2001.

5. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов… / Под ред. В. В. Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988.

6. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов. Альбом-справочник. - М.: Россельхозиздат, 1979.

Приложение 10

ПРИМЕР 2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К4а

1. Исходные данные

Номер задания	2-5-21-4
Номинальное тяговое усилие	14 кН
Тип движителя трактора	колесный 4К4а
Назначение трактора	Сельскохозяйственный
Теоретическая скорость на 1-ой передаче	8,5 км/ч
Количество передач	4
Почвенный фон	стерня колосовых

1. Дополнительные исходные данные

Тип трактора	Параметры						
	$\varphi_{крн}$	$\varphi_{кр}^{пр}$	$\lambda_{сц}$	f	$\delta_{н}$	$\delta_{пр}$	k
С/х. колесный 4К4а	0,40	0,60	1,00	0,10	0,16	0,50	0,31

2. Тяговый расчет

1. Определяем эксплуатационный вес и массу трактора

$$G_э = \frac{P_{крн}}{\varphi_{крн}\ \lambda} = \frac{14000}{0{,}4 \cdot 1} = 35000\ Н = 35\ кН\ ;$$

$$m_э = \frac{G_э}{g} = \frac{35000}{9{,}81} = 3567\ кг\ ,$$

где конструкционная масса $m_к$ трактора равна

$$m_к = \frac{m_э}{k_к} = \frac{3567}{1{,}15} = 3100\ кг\ ,$$

где $k_к = 1{,}15$ - для колесных тракторов (прил. 4).

2. Определяем силу сопротивления качению трактора

$$P_f = f\ G_э = 0{,}10 \cdot 35 = 3{,}5\ кН\ .$$

3. Определяем номинальную касательную силу тяги

$$P_{кн} = P_{крн} + P_f = 14 + 3{,}5 = 17{,}5\ кН\ .$$

4. Определяем предельные по сцеплению силу тяги на крюке и касательную силу тяги

$$P_{кр}^{пр} = \varphi_{кр}^{сц}\ G_{сц} = \varphi_{кр}^{сц}\ \lambda_{сц} G_э = 0{,}6 \cdot 1 \cdot 35 = 21\ кН$$

$$P_к^{пр} = P_{кр}^{пр} + P_f = 21 + 3{,}5 = 24{,}5\ кН\ .$$

5. Определяем статическую нагрузку на оси трактора

$$Y_{1ст} = (1 - \lambda_{ст})\ G_э = 0{,}35 \cdot 35 = 12{,}25\ кН\ ;$$

$$Y_{2ст} = \lambda_{ст}\ G_э = 0{,}65 \cdot 35 = 22{,}75\ кН\ .$$

6. Определяем динамическую нагрузку на оси трактора при $P_{кр} = P_{крн}$

$$Y_{1н} = Y_{1ст} - \frac{h_{кр}\ P_{крн}}{L} = 12{,}25 - \frac{0{,}4 \cdot 14}{2{,}45} \cong 10{,}0\ кН\ ;$$

$$Y_{2н} = Y_{2ст} + \frac{h_{кр}\ P_{крн}}{L} = 22{,}75 + \frac{0{,}4 \cdot 14}{2{,}45} \cong 25 кН\ ,$$

где принимаем $h_{кр} = 0{,}4\ м$; $L = 2{,}45\ м$ (трактор-прототип МТЗ-82).

7. Для подбора пневмошин определяем расчетные на них нагрузки (статическую нагрузку для шин переднего моста и динамическую для шин заднего моста)

$$Q_1 = 1{,}3\frac{Y_{1ст}}{2} = 1{,}3\frac{12{,}25}{2} = 8\ кН\ ;\ \ Q_2 = 1{,}3\frac{Y_{2н}}{2} = 1{,}3\frac{25}{2} = 15{,}6\ кН$$

и выбираем давление воздуха в пневмошинах (см. прил. 5, табл.2)

$$p_{1ш} = 140\ кПа, \qquad p_{2ш} = 100\ кПа\ .$$

8. По расчетным значениям вертикальной нагрузки на шины и принятым давлениям в них по соответствующим таблицам, приведенными в ГОСТ

7463-89 "Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин (см. прил. 6) по табл. 1 подбираем шины, а по табл. 2 определяем технические данные этих шин.

2. Технические данные пневмошин

№	Ось трактора	Обозначение шины по ГОСТ	Свободный диаметр D, м	Ширина профиля b, м
1	Передняя	9,5-32	1,24	0,241
2	Задняя	15,5R38	1,57	0,394

9. Определяем динамические радиусы пневмошин по приближенной эмпирической формуле

$$r_{д1} = 0{,}5\ D_1 - (0{,}14...0{,}18)\, b_1 = 0{,}5 \cdot 1{,}24 - 0{,}16 \cdot 0{,}241 = 0{,}58\ м;$$

$$r_{д2} = 0{,}5\ D_2 - (0{,}14...0{,}18)\, b_2 = 0{,}5 \cdot 1{,}57 - 0{,}16 \cdot 0{,}394 = 0{,}72\ м.$$

Принимаем эти значения радиусов в качестве расчетных для всех режимов нагружения колес трактора.

10. Производим для ряда значений $P_к$ подсчет коэффициентов буксования по формуле

$$\delta = \delta_{пр}\left[1 - \left(1 - \frac{P_к}{P_к^{пр}}\right)^k\right] = 0{,}5 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{P_к}{24{,}5}\right)^{0{,}31}\right]$$

и результаты расчета сводим в табл. 3.

11. По данным табл. 3 строим кривую буксования проектируемого трактора (образец см.в приложении 9, рис. 1).

3. Зависимость буксования от тяговой силы $P_{кр}$

№	$P_к$, кН	$P_{кр}$, кН	δ
1	3,50	0	0,023
2	5,00	1,50	0,034
3	10,0	6,50	0,075
4	15,0	11,5	0,127
5	20,0	16,5	0,204
6	24,5	21,0	0,400

12. Для заданного числа передач $m = 4$, используя в качестве прототипа трансмиссию трактора МТЗ-82, строим кинематическую схему проектируемого трактора (рис. 2) и по ней определяем соответствующие числа полюсов зацепления зубчатых колес:

- в приводе к переднему мосту: $n_1 = 4; n_2 = 3; n_3 = 0;$

- в приводе к заднему мосту: $n_1 = 3;\ n_2 = 1;\ n_3 = 0.$

13. Определяем механические КПД к передним и задним колесам приводов:

$$\eta_м = \eta_г\ \eta_{тр} = \eta_г\ \eta_1^{n_1}\ \eta_2^{n_2}\ \eta_3^{n_3},$$

где принимаем

$$\eta_г = 1{,}0;\ \ \eta_1 = 0{,}99;\ \ \eta_2 = 0{,}98;\ \ \eta_3 = 0{,}99.$$

Результаты расчета частных механических КПД:

$$\eta_{м1} = 0{,}904; \qquad \eta_{м2} = 0{,}951.$$

Определяем значение механического КПД всей трансмиссии

$$\eta_м = \alpha_1 \eta_{м1} + \alpha_2 \eta_{м2} = 0{,}938,$$

где

$$\alpha_1 = \frac{Y_{1н}}{G_э} = \frac{10}{35} = 0{,}286; \qquad \alpha_2 = \frac{Y_{2н}}{G_э} = \frac{25}{35} = 0{,}714.$$

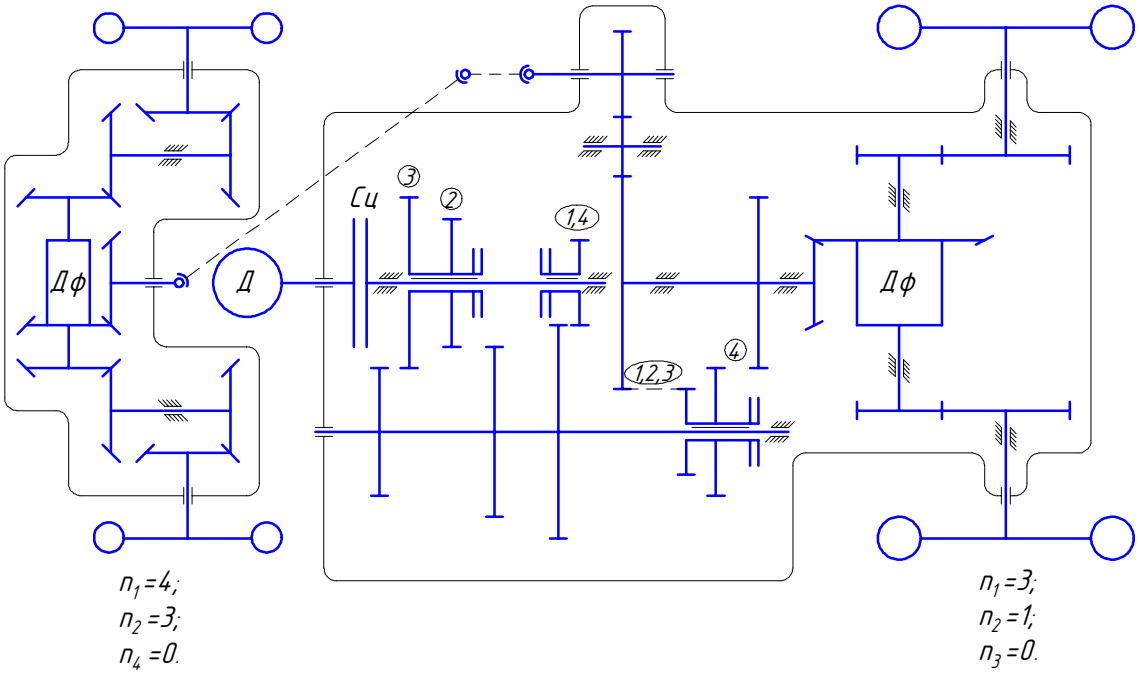


Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии колесного трактора 4К4а (рабочий диапазон)

14. Определяем потребную номинальную мощность двигателя

$$N_н = \frac{P_{кн}\ v_{T1}}{k_з\ \eta_м} = \frac{17{,}5 \cdot 2{,}36}{0{,}9 \cdot 0{,}938} = 48{,}92\ кВт,$$

где по заданию $v_{T1} = 8{,}5\ км/ч = 2{,}36\ м/с$.

15. По расчетному значению мощности из прил. 8 выбираем серийный двигатель - 4-х тактный дизель с параметрами, приведенными в табл. 4.

4. Параметры выбранного серийного тракторного дизеля

Марка двигателя	$N_н$, кВт	$M_н$, Н·м	$\omega_н$, рад/с	$k_м$	$k_п$	$g_{ен}$, г/(кВт·ч)
Д-241	51	232	219,9	1,12	1,5	258

16. Определяем следующие параметры внешней скоростной характеристики двигателя:

- частоты вращения вала двигателя:

$$n_н = \frac{30\,\omega_н}{\pi};\quad n_м = \frac{n_н}{k_п};\quad n_0 = \frac{n_н + n_м}{2};\ n_{xx} = 1{,}08\,n_н;$$

- крутящие моменты двигателя:

$$M_н = \frac{N_н}{\omega_н};\quad M_м = k_м\,M_н;\ M_0 = \frac{M_н + M_м}{2};\quad M_{xx} = 0,$$

где крутящий момент M_0 соответствует режиму работы двигателя при частоте n_0

- эффективные мощности двигателя:

$$N_м = \omega_м\,M_м;\quad N_0 = \omega_0\,M_0 = \frac{\pi n_0}{30}M_0;\ N_{xx} = 0;$$

- часовые расходы топлива:

$$G_{Tн} = \frac{g_{ен}\,N_н}{1000};\quad G_{Tм} = \frac{G_{Tн}}{1{,}25};$$

$$G_{T0} = \frac{G_{Tн} + G_{Tм}}{2};\quad G_{Tx} = 0{,}25\,G_{Tн},$$

где часовой расход топлива G_{T0} соответствует режиму работы двигателя при частоте $n_{0.}$

- удельные расходы топлива:

$$g_{ен} - \text{задано};\quad g_{ем} = 1000\,\frac{G_{Tм}}{N_{ем}};\ g_{e0} = 1000\,\frac{G_{T0}}{N_0}\qquad g_{ex} \to \infty.$$

Значения расчетных параметров ВСХ для четырех характерных режимов работы двигателя приведены в табл.4.

5. Параметры внешней скоростной характеристики дизеля Д-241

№	Режим работы двигателя	n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	$M_д$, Н·м	g_e, г/(кВт·ч)	G_T, кг/ч
1	$n_м$	1400	38,1	260	283	10,81
2	$n_0 = \frac{n_м + n_н}{2}$	1750	45,1	246	265,7	11,99
3	$n_н$	2100	51,0	232	258	13,16
4	n_{xx}	2260	0	0	∞	3,29

17. Строим по данным табл. 5 внешнюю скоростную характеристику дизеля Д-241 (образец оформления такой характеристики см. в разд. 4, пример 1, рис. 3).

18. Определяем параметры потенциальной тяговой характеристики трактора для ряда значений $P_{кр}$ по формулам:

$$N_м = (1-\eta_м)\,N_н;\quad N_к = N_н - N_м;$$

$$v_T = \frac{N_к}{P_{кр}+P_f};\quad v = v_T\,(1-\delta);$$

$$N_f = P_f\,v;\quad N_\delta = \delta \cdot N_к;$$

$$N_{кр} = N_н - N_м - N_f - N_\delta;$$

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_n}$$

и результаты расчетов приводим в табл. 6.

6. Расчетные параметры ПТХ трактора

$P_f = 3{,}5\ кН$; $N_н = 51\ кВт$; $N_м = 3{,}18\ кВт$; $N_к = 47{,}82\ кВт$

№	$P_{кр}$, кН	v_T, км/ч	δ	v, км/ч	N_f, кВт	N_δ, кВт	$N_{кр}$, кВт	η_T
1	0	49,2	0,023	48,1	46,8	1,10	0	0
2	6,5	17,2	0,075	15,9	15,6	3,59	28,63	0,56
3	11,5	11 ,5	0,127	10,0	9,7	6,07	32,05	0,63
4	16,5	8,6	0,204	6,8	6,6	9,75	31,47	0,62
5	21,0	7,2	0,500	3,6	3,5	23,91	20,41	0,40

19. Строим по данным табл. 6 потенциальную тяговую характеристику (образец оформления такой характеристики см. разд. 4, пример 1, рис. 4). по которой определяем следующие параметры:

- максимальные значения тягового КПД и крюковой мощности (при $P_{кр} = 11{,}5\ кВт$): $\eta_T = 0{,}63$; $N_{кр} = 52\ кВт$;
- диапазон рабочих значений сил тяги, удовлетворяющих условию $\eta_{Tp} > 0{,}95 \cdot \eta_{Tм} = 0{,}95 \cdot 0{,}63 = 0{,}6$, равен

$\Delta P_{кр} = A - B = \ldots кН$ (числовые значения A и B определяется по ПТХ).

20. Определяем передаточное число трансмиссии на 1-ой передаче:

- к заднему мосту

$$u_{21} = \frac{\omega_н\, r_{д2}}{v_{T1}} = \frac{219{,}9 \cdot 0{,}72}{2{,}36} = 67,$$

где $v_{T1} = \dfrac{8,5}{3,6} = 2,36\ м/с$ - по заданию;

- к переднему мосту

$$u_{11} = \frac{u_{21}\, r_{д1}}{r_{д2}} = \frac{67 \cdot 0,58}{0,72} = 54 .$$

21. Определяем знаменатель геометрического ряда передаточных чисел трансмиссии

$$q = \left(\frac{v_{T1}}{v_{T4}}\right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(\frac{8,5}{15}\right)^{\frac{1}{3}} = 0,83 ,$$

где принимаем $v_{T4} = 15\ км/ч$, т.к. при этом расчетное значение знаменателя геометрического ряда удовлетворяет требуемому условию

$$q < \frac{1}{k_м} = \frac{1}{1,12} = 0,89 .$$

22. Подсчитываем передаточные числа для всех передач по формуле

$$u_{1j} = u_{11}\, q^{j-1}; \quad u_{2j} = u_{21}\, q^{j-1}.$$

Результаты расчета приведены в табл. 7.

7. Значения сил тяги на различных передачах

№	Передаточные Числа		Силы тяги при $n = n_н$		Силы тяги При $n = n_м$	
	u_1	u_2	$P_к$, кН	$P_{кр}$, кН	$P_к$, кН	$P_{кр}$, кН
1	54,0	67,0	19,4	15,9	22,3	18,8
2	44,7	55,5	16,1	12,6	18,5	15,5
3	37,0	45,9	13,4	9,9	15,4	11,9
4	30,6	38,0	11,1	7,6	12,8	9,3

23. Определяем силовые параметры ($P_к$ и $P_{кр}$) тяговой характеристики для 2-х основных режимов работы двигателя $n = n_н$ и $n = n_м$ (см. результаты в табл. 7):

- при $n = n_н$:

$$P_{к1} = \frac{P_{кн}}{k_з}; \quad P_{кj} = P_{к1}\, q^{j-1}; \quad P_{крj} = P_{кj} - P_f;$$

$(k_з = 0,9;\ q = 0,83)$;

- при $n = n_м$:

$$P_{кмj} = P_{кj} к_м; \quad P_{крмj} = P_{кмj} - P_f \ (j = 1,2,3,4);$$

$(к_м = 1,15)$.

24. Определяем скоростные параметры (v_T и v) тяговой характеристики для 3-х основных режимов работы двигателя $n = n_н$; $n = n_м$ и $n = n_м$ (см. результаты в табл. 8)

- при $n = n_н$:

$$v_{T1} = v_{Tн} = 8{,}5\ км/ч; \quad v_{Tj} = \frac{v_{T1}}{q^{j-1}}; \quad v_j = v_{Tj}\left(1 - \delta_j\right);$$

- при $n = n_м$:

$$v_{Tмj} = \frac{v_{Tj}}{k_n}; \quad v_{мj} = \frac{v_j}{k_n}; \quad k_n = 1{,}45;$$

- при $n = n_{xx}$:

$$v_{Txj} = \frac{v_{Tj}\ n_{xx}}{n_н} = 1{,}08\ v_{Tj}.$$

8. Значения скоростных параметров тяговой характеристики

Параметры	№ передачи, j			
	1	2	3	4
При $n = n_н$				
v_T, км/ч	8,5	10,3	13,9	15,0
v, км/ч	6,7	8,7	11,0	13,7
При $n = n_м$				
v_T, км/ч	5,7	6,8	8,2	9,8
v, км/ч	3,5	4,4	5,1	6,0
При $n = n_{xx}$				
v_{Tx}, км/ч	9,2	11,1	13,4	16,1

25. Определяем мощностные и топливно-экономические параметры тяговой характеристики для 3-х основных режимов работы двигателя по одним и тем же формулам

$$N_{крj} = v_j\ P_{крj}; \quad \eta_T = \frac{N_{крj}}{N_e}; \quad g_{крн} = 1000\,\frac{G_{Tj}}{N_{крj}},$$

где необходимые значения N_e и G_T определяются по внешней скоростной характеристике двигателя. Результаты расчетов приведены в табл. 9.

26. По данным табл. 7…9 и табл. 3 строим графики тяговой характеристики проектируемого трактора (образец оформления такой характеристики см. пример 1, рис. 5,). На тяговой характеристике отражаем графики зависимостей от тяговой силы $P_{кр}$: скоростных параметров n, v, мощностных параметров N_e, $N_{кр}$, η_T, а также топливно-экономических параметров G_T, $g_{кр}$

на каждой передаче. Кроме того, приводится также график кривой буксования трактора.

9. Расчетные значения мощностных и топливно-экономических параметров

Параметры	№ передачи, j			
	1	2	3	4
При $n = n_н$				
N_e, кВт	51	51	51	51
$N_{кр}$, кВт	29,6	30,4	30,7	28,9
η_T	0,58	0,60	0,61	0,57
G_T, кг/ч	13,2	13,2	13,2	13,2
$g_{кр}$, г/(кВт·ч)	446	434	430	457
При $n = n_м$				
N_e, кВт	38,1	38,1	38,1	38,1
$N_{кр}$, кВт	19,3	18,9	16,8	15,5
η_T	0,51	0,50	0,44	0,41
G_T, кг/ч	10,1	10,1	10,1	10,1
$g_{кр}$, г/(кВт·ч)	523	534	601	651
При $n = n_{хх}$				
G_T, кг/ч	3,3	3,3	3,3	3,3

27. Проводим анализ тяговой характеристики. Основные тяговые показатели теоретической тяговой характеристики проектируемого трактора сравниваются с аналогичными показателями, полученными в результате тяговых испытаний на стерне колосовых серийного колесного универсального сельскохозяйственного трактора (с колесной формулой 4К4а, класса 1,4) МТЗ-82, оснащенного 4-х тактным дизелем Д-240 с номинальной мощностью $N_н = 55{,}3\ кВт$ при частоте вращения вала двигателя $n_н = 2200\ мин^{-1}$.

Сравнение производится по показателям при наибольшей тяговой мощности $N_{кр}$ (см. табл. 10).Из сравнения данных, приведенных в табл. 10, можно сделать следующие выводы:

- Для трактора МТЗ-82 основными рабочими передачами на тяге являются $4...7$ передачи, т.к. $\eta_{To} = 0{,}95 \cdot \eta_{Tм} = 0{,}95 \cdot 0{,}61 = 0{,}58$ (8 передача является транспортной).
- Проектируемый трактор обеспечивает в рабочем тяговом диапазоне (при меньшей эксплуатационной массе) по сравнению с трактором класса 1,4 МТЗ-82 несколько лучшие тяговые показатели, при одинаковых в среднем тяговых КПД и скоростных показателях, несколько уступая по топливно-экономические показателям.

10. Основные тяговые показатели колесного трактора МТЗ-82 и проектируемого колесного трактора класса 1,4

$m_э$, кг	Передача	Показатели при наибольшей мощности $N_{кр\max}$					
		$N_{кр}$, кВт	η_T	$P_{кр}$, кН	v, км/ч	G_T, кг/ч	$g_{кр}$, г/(кВт·ч)
Трактор МТЗ-82							
3780	2	19,4	0,35	20,6	3,4	9,1	467
	3	30,4	0,55	18,1	6,0	13,9	457
	4	33,1	0,6	14,9	8,3	14,6	442
	5	33,7	0,609	13,1	9,2	14,2	420
	6	33,6	0,61	10,9	11,1	14,1	419
	7	33,4	0,608	9,6	12,5	13,0	389
	8	32,1	0,58	7,6	15,2	12,9	401
Проектируемый трактор							
3570	1	30,7	0,58	19,9	6,7	13,2	446
	2	30,4	0,60	12,6	8,7	13,2	431
	3	30,2	0,61	9,9	11,0	13,2	430
	4	28,9	0,57	7,1	13,7	13,2	45

Литература

Приводится список литературы (5…7 наименований), использовавшейся при выполнении тягового расчета трактора.

1……..
2……..
3……..

ЛИТЕРАТУРА

1. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1976.

2. Гинзбург Ю. В., Парфенов А. П., Швед А. И. Тяговые характеристики гусеничных и колесных промышленных тракторов. Выпуск 13. - М.: ЦНИИТЭтракторсельхозмаш, 1981.

3. Дипломное проектирование/ Под ред. В.В. Будько - М.: Высшая школа, 1985.

4. Ефимов М. А. и др. Тяговый расчет трактора с механической трансмиссией. Метод. указания. - Алма-Ата: Науч.-метод. кабинет, 1980.

5. Забродский В. М. и др. Ходовые системы тракторов. Справочник. - М.: Агропромиздат, 1986.

6. Колобов Г. Г., Парфенов А. П. Тяговые характеристики тракторов. - М.: Машиностроение, 1972.

7. Кутьков Г. М. Основы теории трактора и автомобиля. - М.: МГАТУ им. Горячкина В. П., 1995.

8. Львов Е. Д. Теория трактора. Учебник. - М.: Машгиз, 1960.

9. Полетаев А. Ф. Тяговый расчет тракторов. Учебн. пособие. - М.: МАМИ, 1977.

10. Промышленные тракторы / Ю. В. Гинзбург, А. И. Швед, А. П. Парфенов. - М.: Машиностроение, 1986.

11.Савочкин В. А. Концепция и назначение трактора. Физико-механические свойства грунтов. Конспект лекций. - М.: МАМИ, 1998.

12.Савочкин В.А. Тяговый расчет трактора.–М.: МГТУ“ МАМИ‘, 2001.

13. Ситников В. Р. и др. Расчет тяговых характеристик лесозаготовительных машин с применением САПР. Метод. указ. - Барнаул: АПИ, 1988.

14. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов... / Под ред. В. В. Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988.

15. Трепененков И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. - М.: Гос. научно-техн. издательство, 1963.

16. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов. Альбом-справочник. - М.: Россельхозиздат, 1979.

17. Чернышов В. А. Тяговый расчет трактора. - М.: МИИСП, 1982.

18. Шарипов В. М., Тепер Р. А., Коломиец С. Н. Разгон тракторного агрегата. Учебн. пособие. - М.: МАМИ, 1988.