

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

В. В. Гуськов

ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ И ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИК ТЯГОВОЙ МАШИНЫ

Методическое пособие
по дисциплинам «Теория трактора»
и «Теория систем "местность–машина"»
для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение»
и 1-37 01 04 «Многоцелевые колесные и гусеничные машины»
автотракторного факультета и 1-37 01 04-02 «Эксплуатация
и ремонт бронетанкового вооружения и техники»
военно-технического факультета

Минск
БНТУ
2012

УДК 629.114.2(075.8)

ББК 39.34я7

Г96

Рецензенты :

А. И. Бобровник, ст. науч. сотр., зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» БГАТУ, д-р техн. наук;

Г. М. Кухарёнок, зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ, д-р техн. наук, профессор

Гуськов, В. В.

Г96 Построение тяговой и потенциальной характеристик тяговой машины : методическое пособие по дисциплинам «Теория трактора» и «Теория систем "местность–машина"» для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение» и 1-37 01 04 «Многоцелевые колесные и гусеничные машины» автотракторного факультета и 1-37 01 04-02 «Эксплуатация и ремонт бронетанкового вооружения и техники» военно-технического факультета / В. В. Гуськов. – Минск : БНТУ, 2012. – 32 с.

ISBN 978-985-525-948-1.

Содержится материал, необходимый для построения тяговой и потенциальной характеристик тяговой машины, являющихся предметом курсовой работы. Приведены примеры расчетов и построения характеристик.

УДК 629.114.2(075.8)

ББК 39.34я7

ISBN 978-985-525-948-1

© Гуськов В. В., 2012

© Белорусский национальный
технический университет, 2012

1. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОБИЛЬНОЙ ТЯГОВОЙ МАШИНЫ

Тяговая характеристика. Тяговые, скоростные и экономические качества мобильной тяговой машины, в том числе и трактора, при работе на номинальных и других режимах определяет тяговая характеристика.

Тяговой характеристикой называют график, по оси абсцисс которого отложены значения силы тяги на крюке $F_{кр}$ (или касательной силы тяги F_k), а по оси ординат – соответствующие значения крюковой мощности тяговой машины $P_{кр}$, полезной мощности на валу отбора мощности $P_{ВОМ}$, потери от буксования движителей δ , часовой и удельный расходы топлива G_T и $g_{кр}$, действительная скорость движения v_d , тяговый или общий КПД трактора η_t, η .

Рассмотрим построение тяговой характеристики мобильной машины на примере трактора с агрегатируемой машиной (рис. 1.1).

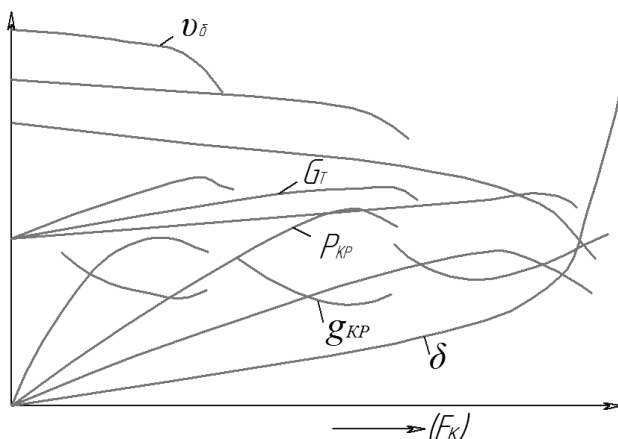


Рис. 1.1. Теоретическая тяговая характеристика мобильной тяговой машины (трактора) со ступенчатой механической трансмиссией (число ступеней – три)

Тяговые характеристики строят применительно к установленным режимам работы трактора и при движении его по горизонтальному участку. Тяговую характеристику можно построить путем использования данных испытаний трактора и расчетным путем. В первом случае ее называют *экспериментальной тяговой характеристикой* и она предназначена для оценки показателей тягово-сцепных и экономических качеств реального трактора. Во втором – *теоретической тяговой характеристикой* и она предназначена для определения указанных выше качеств проектируемого трактора. Тяговые характеристики строят для конкретных типичных почвенных фонов. Для сельскохозяйственного трактора типичным фоном является стерня суглинка нормальной влажности, для промышленного – суглинок со снятым дерновым покровом.

Для построения теоретической тяговой характеристики необходимы следующие исходные данные.

1. Агротехнические требования, предъявляемые к трактору. К ним относятся условия работы трактора – типичные грунты и почвы, их физико-механические характеристики (σ_0 – предел прочности грунта на одноосное сжатие; $f_{\text{п}}$, $f_{\text{ск}}$ – коэффициенты трения грунта; $k_{\text{т}}$ – коэффициент деформации; k – коэффициент объемного сжатия грунта; $\tau_{\text{ср}}$ – напряжение среза; W – влажность); набор агрегируемых машин и орудий (диапазон тяговых сопротивлений $F_{\text{кр}\cdot\text{max}} - F_{\text{кр}\cdot\text{min}}$); диапазон теоретических скоростей движения (пониженный, рабочий, транспортный).

2. Данные тягового расчета проектируемого трактора: масса трактора (эксплуатационная и сцепная), тип движителя с параметрами ходового аппарата (колесный r_0 , b , $p_{\text{ш}}$, $h_{\text{г}}$, t ; гусеничный $r_{\text{к}}$, L , b , $h_{\text{г}}$, $t_{\text{г}}$); передаточные числа трансмиссии (для ступенчатой механической передачи) или характеристики бесступенчатых передач (объемной гидropередачи, гидродинамической, электрической и др.); коэффициенты полезного действия ходовой части $\eta_{\text{г}}$, трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ и др.

3. Регуляторная характеристика двигателя. В случае установки на проектируемый трактор нового двигателя эту характеристику строят методами теории двигателя и ее можно представить аналитически, графически или в виде табличных данных. При установке серийного двигателя используют характеристику, полученную при тормозных испытаниях двигателя. Она также может быть представлена графически или табличными данными.

4. Буксование движителя. Если имеется прототип проектируемого трактора одинакового класса, массы и с подобным движителем, то используют зависимость коэффициента буксования от силы тяги на крюке (тяговая характеристика), полученной при приемочных испытаниях прототипа. Если проектируют трактор, который не имеет прототипа среди реальных тракторов, то зависимость коэффициента буксования от силы тяги на крюке (касательной силы тяги) строят методами теории трактора. При этом коэффициент буксования движителя может быть представлен аналитически, графически: $\delta = f(G, L, b, \sigma_0, \dots)$ или табличными данными.

2. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА С МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Информационно-поточная схема построения теоретической тяговой характеристики трактора показана на рис. 2.1. Из рисунка видно, какие исходные технико-экономические параметры и расчетные данные необходимы для построения указанной характеристики.

Рассмотрим построение теоретической тяговой характеристики на примере колесного трактора, движущегося по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности в установившемся режиме.

2.1. Определение сцепной массы, массы трактора и ее распределения по мостам

Эксплуатационная масса трактора определяется по формуле

$$m_3 = \frac{\Delta \text{lim} \cdot F_{\text{кр.н}}}{(\lambda \cdot \varphi_{\text{кр.доп.}} - f)g}, \text{ кг},$$

где Δlim – коэффициент возможной перегрузки;

$F_{\text{кр.н}}$ – номинальное крюковое усилие (класс трактора), Н;

λ – коэффициент использования сцепного веса;

$\varphi_{\text{кр.доп.}}$ – возможно допустимый коэффициент крюкового усилия;

f – коэффициент, учитывающий сопротивление движению трактора за счет смятия грунтовой поверхности движителем и образования колеи;

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

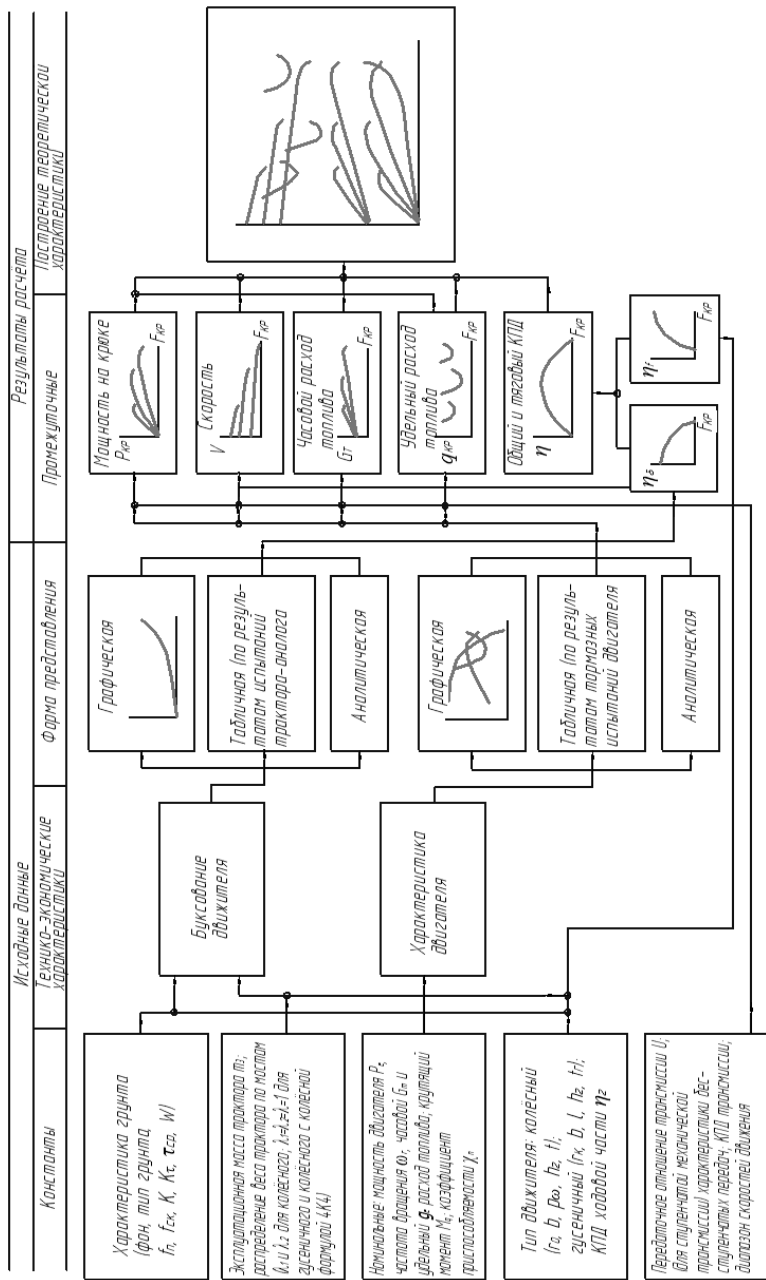


Рис. 2.1. Информационно-поточная схема построения теоретической тяговой характеристики трактора

Коэффициент возможной перегрузки определяет возможное колебание тягового сопротивления агрегируемых с трактором сельхозмашин.

$$\Delta \lim = \frac{F_{\text{кр. max}}}{F_{\text{кр. ср}}} = \frac{F_{\text{кр. max}}}{F_{\text{кр. н}}},$$

где $F_{\text{кр. max}}$ – максимальное значение крюковой нагрузки, Н;

$F_{\text{кр. ср}}$ – номинальная крюковая нагрузка (класс трактора), Н.

Коэффициент возможной перегрузки изменяется в пределах от 1,27 при работе с комбайнами до 1,90 при работе с навозоразбрасывателями и на транспорте.

Для колесных тракторов с двигателями, выполненными по колесной формуле 4К2 (задние колеса ведущие), коэффициент λ использования сцепного веса находится в пределах 0,66–0,75, т. е.

$$G_2 = \lambda G,$$

где G_2 – сцепной вес, приходящийся на задние колеса;

λ – коэффициент использования сцепного веса;

G – сцепной вес трактора, Н.

Для колесных тракторов с двигателями, выполненными по колесной формуле 4К4, $\lambda = 1,0$.

Возможно допустимый коэффициент крюкового усилия

$$\varphi_{\text{кр. доп}} = \frac{F_{\text{кр}}}{G},$$

где $F_{\text{кр}}$ – крюковое усилие, Н.

При выборе коэффициента крюкового усилия $\varphi_{\text{кр. доп}}$ следует учитывать следующее. Из теории взаимодействия двигателя трактора с грунтом известно, что коэффициент крюко-

вого усилия зависит от буксования (рис. 2.2). В свою очередь, буксование трактора негативно влияет на структуру поверхностных слоев грунта. При сильном буксовании почва значительно уплотняется, образуются колеи большой глубины, что отрицательно сказывается на росте растений. Кроме того, повышенное буксование отрицательно влияет на общий КПД и экономические качества трактора. Поэтому агротехническими требованиями установлены следующие предельные значения буксования:

гусеничный трактор – 0,03;

колесный трактор с колесной формулой 4К2 – 0,16;

колесный трактор с колесной формулой 4К4 – 0,14.

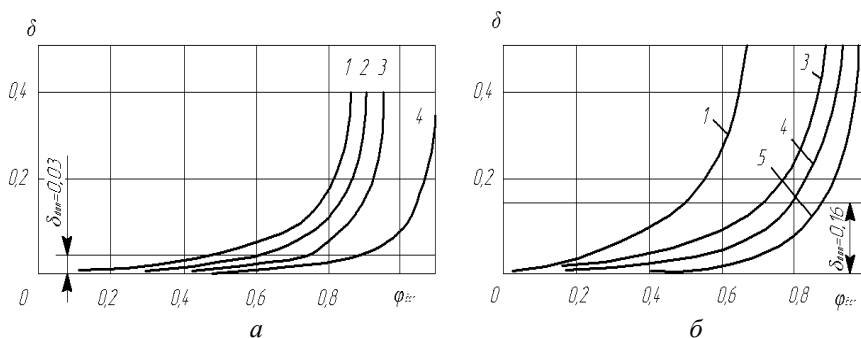


Рис. 2.2. Обобщенные зависимости коэффициентов сцепления от коэффициента буксования:

a – гусеничные тракторы; *б* – колесные тракторы; 1 – почва, подготовленная под посев; 2 – пар; 3 – стерня; 4 – залежь; 5 – асфальт, бетон

Коэффициент, учитывающий сопротивление движению трактора за счет смятия грунтовой поверхности движителем и образования колеи:

$$f = \frac{F_{\text{спр}}}{G},$$

где $F_{\text{спр}}$ – сопротивление движению за счет смятия.

Значения коэффициентов, характеризующих тягово-цепные свойства трактора, приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Тягово-цепные свойства трактора

Поверхность пути	Колесные тракторы			Гусеничные тракторы		
	f	Φ_{\max}	$\Phi_{\text{кр.доп}}$	f	Φ_{\max}	$\Phi_{\text{кр.доп}}$
Грунтовая сухая дорога	0,03–0,05	0,7–0,9	0,65–0,80	0,05–0,08	0,9–1,1	0,75–0,85
Целина, плотная залежь	0,05–0,07	0,7–0,9	0,65–0,80	0,06–0,08	1,0–1,2	0,85–0,95
Залежь (двух-, трехлетняя, скошенный луг)	0,06–0,08	0,6–0,8	0,55–0,75	0,06–0,08	0,9–1,1	0,75–0,85
Стерня колосовая	0,08–0,10	0,60–0,85	0,65–0,8	0,06–0,12	0,8–1,0	0,75–0,85
Поле, подготовленное под посев	0,16–0,18	0,4–0,6	0,35–0,55	0,09–0,15	0,6–0,7	0,55–0,65
Болотно-торфяная целина, осушенная	–	–	–	0,11–0,20	0,8–1,0	0,75–0,85
Укатанная снежная дорога	0,03–0,04	0,3–0,4	0,30–0,35	0,06–0,09	0,5–0,7	0,55–0,65

Примечание. $\Phi_{\max} = \frac{F_{\text{к}}}{G}$ – максимальный коэффициент сцепления, реализуемый двигателем по условиям взаимодействия его с грунтом (дорогой); $\Phi_{\text{кр.доп}}$ – коэффициент сцепления, допускаемый по условиям буксования и агротехническим требованиям.

2.2. Определение типоразмеров двигателя

Для определения типоразмеров передних и задних колес необходимо знать распределение нагрузки по осям трактора,

которое характеризуется коэффициентом $\lambda_{\text{н}}$ распределения нагрузки. Последний определяется как отношение нагрузки G_1 на передний мост к нагрузке G_2 на задний мост, т. е.

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{G_1}{G_2}.$$

С другой стороны:

$$G_1 + G_2 = G.$$

Тогда

$$G_1 = \frac{\lambda_{\text{н}} G}{1 + \lambda_{\text{н}}}$$

и

$$G_2 = \frac{G}{1 + \lambda_{\text{н}}}.$$

Коэффициент распределения нагрузки для тракторов со всеми ведущими колесами, но разного размера передних и задних колес находится в пределах от 0,6 до 0,72.

При использовании колес одного размера для переднего и заднего мостов $\lambda_{\text{н}} = 1,0-1,2$.

Размеры шин выбираются в соответствии с нормальной нагрузкой на колесо по табл. 2.2.

При этом учитываются давление воздуха в шине и скорость движения трактора. В табл. 2.2 приведены: наружный (номинальный) диаметр D_0 шины, радиусы статический $r_{\text{ст}}$ и качения $r_{\text{к}}$, ширина b , а также допустимая нагрузка при соответствующих давлениях $P_{\text{ш}}$.

Таблица 2.2

Справочные данные по шинам ведущих колес тракторов

Шина	Параметры шин, мм				Допустимая нагрузка, КГС при V=40км/ч и давлении, МПа							
	Ширина, b	Наружный диаметр, D	Статический радиус, гст	Радиус качения, гк	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22
7,5L-16	205	704	328	335	200	332	384	432	472	516	548	584
210/80R16	205	750	350	357	445	510	565	620	670			
11,2-16	264	905	420	425	464	520	600	635	670	740	770	840
12,4L-16	297	930	425	425	530	605	675	735	790	645	905	960
9.00R20	224	930	450	455			555	610	650	700	750	790
11,2-20	274	983	460	465		610	680	745	800	865	915	940
11,2R20	274	985	450	470	725	830	920	1010	1090			
	254											
13,6-20	345	1060	490	500	670	765	855	930	1000	1075	1145	
13,6R20	345	1060	480	500	670	765	855	930	1000	1075	1145	
360/70R20	360	1045	467	496		1065	1185	1295	1400			
16,0-20	405	1075	490	513		1030	1145	1250	1350			
11,2R24	284	1095	509	521	755	895	955	1090	1180			
14,9R24	378	1245	560	590	1135	1290	1435	1570	1700			
360/70R24	360	1145	509	544	1000	1140	1270	1385	1500			
380/70R24	380	1180	520	554		1035	1150	1260	1360			
420/70R24	420	1245	569	590		1425	1605	1755	1900			
11,2R28	284	1200	555	574	835	950	1055	1155	1250			
16,9R30	420	1470	665	690	1535	1745	1945	2125	2300			
18,4L-30	470	1520	693	720		1696	1780	1932	2092	2252		
480/70R30	480	1485	670	704		1935	2175	2380	2575			
540/65R30	530	1464	671	705	1735	1890	2175	2360	2915	3020	3195	3620
18,4R34	467	1640	760	778	1865	2125	2345	2590	2800			
15,5R38	394	1570	730	750		1164	1304	1420	1520	1675		
16,9R38	429	1685	780	800	1715	1755	2175	2380	2575			
18,4R38	467	1750	805	826	1950	2115	2470	2740	3000			
18,4R38	467	1750	785	835	2000	2280	2535	2775	3000			
520/70R38	520	1750	795	835		2545	2830	3100	3350			
9,5R42	241	1512	725	725	582	634	712	776	832	896	944	
580/70R38	580	1835	827	875		3230	3590	3930	4250			
11,2R42	284	1572	745	749			880	960	1032	1112	1184	1256
580/70R42	580	1900	833	907		3230	3590	3930	4250			
710/70R38	714	1959	857	916	3755	4065	4275	4835	5300			

2.3. Определение мощности двигателя

Эффективную мощность двигателя проектируемого трактора определяют из условий движения тракторного агрегата

по горизонтальной поверхности с учетом возможных увеличений тягового сопротивления, которое характеризуется коэффициентом возможной перегрузки Δlim . При этом агрегат комплектуется из расчета использования номинального усилия на крюке $F_{\text{кр.н}}$. Тогда максимально возможное усилие на крюке $\Delta \text{lim} F_{\text{кр.н}}$. При увеличении тяговой нагрузки частота вращения вала двигателя уменьшается и соответственно увеличивается крутящий момент двигателя (рис. 2.3).

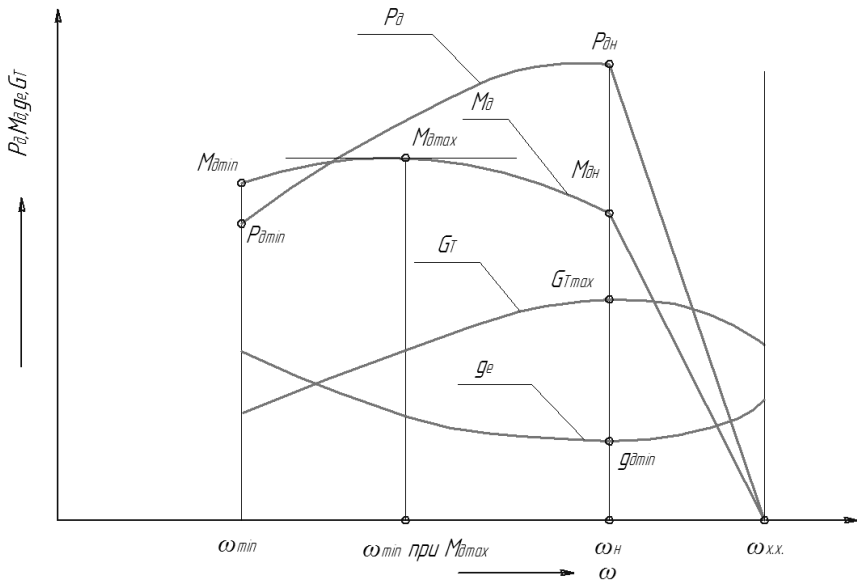


Рис. 2.3. Скоростная характеристика дизеля с регуляторной ветвью

Добавочный крутящий момент характеризуется коэффициентом приспособляемости двигателя $\chi_{\text{д}}$. С учетом этого обстоятельства эффективная мощность двигателя, необходимая для движения со скоростью $v_{\text{рас}}$:

$$P_{\text{д}} = \frac{\Delta \text{lim} F_{\text{кр.н}} v_{\text{рас}}}{\chi_{\text{д}} \eta_{\text{т}}}, \text{ кВт.} \quad (2.1)$$

При выборе расчетной скорости движения придерживаются следующей методики. Рабочие режимы трактора с агрегатируемыми машинами и орудиями определяются в первом приближении следующими диапазонами скоростей:

а. Пониженная скорость движения от 0,3 до 1,1 м/с (1,0–4,0 км/ч). Используется при рассадопосадочных и других работах, требующих пониженных скоростей движения (дренаж почв, работа с корчевателями, бульдозерами и др.), где v_T – теоретическая скорость движения, м/с.

б. Рабочие скорости движения от 2,5 до 4,16 м/с (9,0–15,0 км/ч).

в. Транспортные скорости движения от 5,0 до 9,7 м/с (18,0–35 км/ч).

Как правило, за расчетную скорость движения принимают наименьшую скорость рабочего диапазона, т. е. 2,5 м/с.

В формуле (2.1):

χ_d – коэффициент приспособляемости двигателя. Для дизельного двигателя $\chi_d = 1,15–1,32$;

η_T – тяговый коэффициент полезного действия:

$$\eta_T = \eta_{тр} \eta_r \eta_\delta \eta_{сп},$$

где $\eta_{тр}$ – КПД, учитывающий потери мощности в трансмиссии: $\eta_{тр} = 0,87–0,92$;

η_r – КПД, учитывающий потери мощности в движителе. Для колесных тракторов $\eta_r = 0,95–0,98$, для гусеничных тракторов $\eta_r = 0,88–0,92$;

η_δ – КПД, учитывающий потери скорости при буксовании движителя:

$$\eta_\delta = (1 - \delta) = 1 - v_d/v_T,$$

где δ – буксование движителя; $\delta = 0–1,0$;

v_d – действительная скорость движения, м/с;

v_T – теоретическая скорость движения, м/с;

$\eta_{\text{спр}}$ – КПД, учитывающий потери мощности при образовании колеи (при движении по грунтовой поверхности):

$$\eta_{\text{спр}} = 1 - F_{\text{спр}} / F_{\text{к}},$$

где $F_{\text{к}}$ – касательная сила тяги, Н:

$$F_{\text{к}} = F_{\text{кр}} + F_{\text{спр}} \text{ (при равномерном движении);}$$

$$\eta_{\text{спр}} = 0,75-0,82.$$

С учетом отбора $P_{\text{ВОМ}}$ мощности через вал отбора мощности (ВОМ)

$$P_{\text{д}} = \frac{\Delta \lim \cdot F_{\text{кр.н}} \cdot v_{\text{т}}}{\chi_{\text{п}} \eta_{\text{т}}} + \frac{P_{\text{ВОМ}}}{\eta_{\text{ВОМ}}}, \quad (2.2)$$

где $\eta_{\text{ВОМ}}$ – КПД, учитывающий потери мощности при отборе ее через ВОМ: $\eta_{\text{ВОМ}} = 0,94-0,98$.

2.4. Теоретическая скоростная характеристика дизеля с регуляторной ветвью

В мобильных тяговых и грузонесущих машинах, в том числе и тракторах, в настоящее время устанавливают в основном дизельные двигатели, типовая характеристика которых приведена на рис. 2.3. По горизонтальной оси этого графика отложены значения угловой скорости ω коленчатого вала, а по вертикальной оси – мощность $P_{\text{д}}$ двигателя, крутящий $M_{\text{д}}$ момент, удельный $g_{\text{д}}$ расход и часовой $G_{\text{т}}$ расход топлива.

На характеристиках отмечаются две ветви – регуляторная от $\omega_{\text{х.х}}$ до $\omega_{\text{н}}$ (двигатель работает с регулятором) и безрегуляторная от $\omega_{\text{н}}$ до ω_{min} (двигатель работает без регулятора).

При номинальном режиме ($\omega = \omega_{\text{д.н}}$) двигатель развивает номинальную мощность $P_{\text{д.н}}$ и номинальный крутящий мо-

мент $M_{д.н}$ при наименьшем удельном расходе $g_{д.мин}$ топлива и, соответственно, максимальном часовом расходе топлива.

Рабочим режимом двигателя является режим, при котором все показатели определяются регулятором (режим от $\omega_{х.х}$ до ω_n).

Режим работы двигателя при частоте вращения от ω_n до $\omega_{мин}$ считается перегрузочным. В этом режиме при определенной частоте вращения ω (в области $\omega = \omega_{M_{д.маx}}$) крутящий момент достигает максимума за счет улучшения условий сгорания топлива. Далее, при уменьшении частоты вращения от ω при $M_{д.маx}$ до $\omega_{мин}$, мощность двигателя и крутящий момент уменьшаются и при снижении частоты вращения до $\omega_{мин}$ двигатель останавливается (глохнет).

Для расчета и построения теоретической скоростной характеристики дизеля с регуляторной ветвью необходимы следующие данные:

номинальная мощность двигателя $P_{д.н}$, кВт;

номинальная частота вращения $\omega_{д.н}$, об/мин;

удельный расход топлива при номинальном режиме $g_{д.н}$,
 $\frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$;

часовой расход топлива при номинальном режиме $G_{д.н}$,
 кг/ч;

номинальный крутящий момент $M = M_{д.н} = \mathcal{M} = M_{д.н} = \frac{P_{д.н}}{\omega_{д.н}} =$
 $= \frac{30 \cdot P_{д.н}}{\pi n_{д.н}}$;

максимальный крутящий момент двигателя $M_{д.маx} = \chi_{п} \cdot M_{д.н}$;

коэффициент приспособленности дизеля $\chi_{п} = 1,08-1,15$;

частота вращения при максимальном крутящем моменте $\omega_{д}$
 при $M_{д.маx}$, с^{-1} ;

минимальная частота вращения $\omega_{д.мин}$, с^{-1} ;

частота вращения при холостом ходе $\omega_{д.х}$, с^{-1} .

Порядок построения:

1. Строится регуляторная ветвь по значениям $\omega_{д.х}$, $\omega_{д.н}$, $M_{д.н}$ и $P_{д.н}$, для чего указанные точки соединяются прямыми, см. рис. 2.4.

2. Откладываются значения $M_{д.маx}$, $M_{д.мин}$, $P_{д.мин}$ при соответствующих угловых скоростях $\omega_{д}$ при $M_{д.маx}$, $\omega_{д.мин}$ и соединяются плавными кривыми (перегрузочная ветвь). При этом показываются $M_{д.мин} = M_{д.н}$ и $P_{д.мин} = M_{д.мин} \cdot \omega_{д.мин}$.

3. Строится зависимость $g_{д} = f(\omega_{д})$, для чего полагается, что

$$g_{д.х} = m \cdot g_{д.н}$$

и при минимальных оборотах

$$g_{д.мин} = n g_{д.н}$$

По данным характеристик реальных двигателей [2, 3], $m = 1,2-1,4$ и $n = 1,0-1,3$.

4. Аналогично строится зависимость

$$G_{т} = f(\omega_{д}),$$

т. е. $G_{т.х} = G_{т.н} / m$ и $G_{т.мин} = G_{т.н} / n$.

2.5. Построение зависимости буксования от крюкового усилия

Многочисленные экспериментальные характеристики [1–3] зависимости буксования (потери скорости движения) от крюкового усилия, снятые при движении трактора по различным поверхностям (песок, супесь, суглинок, глина) и фонам (залежь, стерня, пахота), описываются кривыми, представленными на рис. 2.3.

Аппроксимация этих кривых, проведенная профессором В. В. Гуськовым [3], показывает, что они достаточно адекватно описываются предложенной им формулой

$$\Phi_{\text{кр}} = \Phi_{\text{кр. max}} (1 - e^{-k\delta}),$$

где $\Phi_{\text{кр}}$ – коэффициент крюкового усилия;

$\Phi_{\text{кр. max}} = \Phi_{\text{кр. доп}}$ (см. рис. 2.3) – максимальный коэффициент крюкового усилия, допускаемый агротехническими требованиями;

k – эмпирический коэффициент, зависящий от грунта, фона.

Для различных грунтовых поверхностей он находится в пределах от 6,0 до 8,0.

2.6. Выбор передаточных чисел механической трансмиссии

Скорость трактора при работе в агрегате с сельхозмашиной при выполнении технологических операций, как было указано выше, определяется следующим диапазоном:

I – пониженный ($v = 1,0\text{--}4,0$ км/ч, $0,3\text{--}1,1$ м/с);

II – рабочий ($v = 9,0\text{--}15,0$ км/ч, $2,5\text{--}4,16$ м/с);

III – транспортный ($v = 18\text{--}35$ км/ч, $5,0\text{--}9,7$ м/с).

Передаточные числа трансмиссии для пониженного диапазона скоростей определяются из агротехнических требований для выполнения соответствующих работ. При этом соблюдаются условия обеспечения постоянной скорости движения без учета экономичности агрегата (расход топлива).

Передаточные числа рабочего диапазона скоростей выбираются с учетом наиболее экономичного режима работы и определяются по формуле

$$U_i = U_1 \cdot q^{n-1},$$

где U_1 – передаточное число при наименьшей скорости рабочего диапазона;

q – знаменатель геометрической прогрессии;

n – число скоростей в диапазоне.

В свою очередь

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n_d \cdot r_k}{30 \cdot v_1},$$

где n_d – число оборотов двигателя, об/мин;

r_k – радиус качения заднего колеса, м;

v_1 – наименьшая расчетная скорость рабочего диапазона, м/с.

Передаточные числа транспортного диапазона подбираются для обеспечения комфортных условий работы водителя и тягового усилия, необходимого для работы трактора с транспортными сельхозмашинами (2.2).

2.7. Пример расчета и построения теоретической тяговой характеристики колесного трактора тягового класса 1.4, выполненного по схеме 4К4

Допущение. Трактор в агрегате с сельхозмашиной движется по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности в установившемся режиме.

2.7.1. Расчет сцепной массы m_3 и мощности $P_{д.н}$ двигателя

А. Расчет сцепной массы

Сцепная масса рассчитывается по формуле

$$m_3 = \frac{\Delta \text{lim} \cdot F_{кр.н}}{(\lambda \cdot \varphi_{кр} - f) \cdot g},$$

где Δlim – коэффициент возможной перегрузки;

$F_{кр.н}$ – номинальное крюковое усилие, H (тяговый класс трактора);

λ – коэффициент использования сцепного веса; $\lambda = 1,0$;
 $F_{кр}$ – допустимый по агротехническим требованиям коэффициент крюкового усилия, см. табл. 2.1. Для принятых условий движения $F_{кр,доп} = 0,67$;

f – коэффициент сопротивления движению за счет смятия грунта двигателем и образования колеи. Для нашего примера $f = 0,09$.

$$\Delta \text{lim} = \frac{F_{кр.max}}{F_{кр.min}},$$

где $F_{кр.max} = \Delta \text{lim} \cdot F_{кр.н}$.

В нашем примере выбираем $\Delta \text{lim} = 1,37$ и $F_{кр.max} = 1,37 \cdot 14000 = 19,18$ кН.

Минимальное $F_{кр.min}$ крюковое усилие выбирают из условия диапазона крюковых усилий агрегируемых с этим классом трактора сельхозмашин.

Для колесного трактора тягового класса 1.4 этот диапазон составляет 9,0–22,0 кН и $F_{кр.min} = 9$ кН.

Тогда

$$m_3 = \frac{1,37 \cdot 14000}{(0,67 - 0,09) \cdot 9,8} = 3374 \text{ кг.}$$

Б. Расчет номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность двигателя рассчитывается по формуле

$$P_{д.н} = \frac{\Delta \text{lim} \cdot F_{кр.н} \cdot v_T}{\chi_{п} \eta_T},$$

где v_T – теоретическая расчетная скорость движения, км/ч (м/с).

Для нашего примера за теоретическую расчетную скорость движения принимаем наименьшую скорость движения рабочего диапазона, т. е. $v_p = 9 \text{ км/ч}$ ($2,5 \text{ м/с}$);

χ_n – коэффициент приспособляемости двигателя. Принимаем его $\chi_n = 1,15$;

η_T – тяговый коэффициент полезного действия:

$$\eta_T = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_G (1 - \delta_{\text{доп}}) \left(1 - \frac{F_{\text{спр}}}{F_k} \right),$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии. Для нашего примера $\eta_{\text{тр}} = 0,89$;

η_G – КПД ходовой части. Для нашего примера $\eta_G = 0,99$;

$\delta_{\text{доп}}$ – допустимое по агротехническим требованиям буксование. Для нашего примера $\delta_{\text{доп}} = 0,14$;

$F_{\text{спр}}$ – сила сопротивления движению за счет смятия грунта движителем и образования колеи:

$$F_{\text{спр}} = f \cdot m_b \cdot g = 0,09 \cdot 3374 \cdot 9,8 = 2975 \text{ Н.}$$

F_k – касательная сила тяги. Для нашего примера

$$F_k = F_{\text{кр.н}} + F_{\text{спр}} = 14\,000 + 2975 = 16975.$$

Тогда

$$\eta_T = 0,98 \cdot 0,89 (1 - 0,14) \left(1 - \frac{2975}{16975} \right) = 0,62$$

и

$$P_{\text{д.н}} = \frac{1,37 \cdot 14\,000 \cdot 2,5}{1,08 \cdot 0,62} = 71,6 \text{ кВт.}$$

2.7.2. *Определение типоразмера движителя*

Рассматриваем колесный движитель, выполненный по схеме 4К4 с колесами разного диаметра.

В соответствии с выбранным коэффициентом распределения нагрузки

$$\lambda_n = \frac{G_1}{G_2} = 0,45$$

нагрузка на передние колеса составляет $G_1 = 10470$ Н и на задние $G_2 = 23260$ Н, на одно переднее колесо 5235 Н и заднее 11360 Н соответственно.

Используя данные табл. 2.2, определяют параметры шин, учитывая при этом давление воздуха P_w в шине, равным 0,14 МПа (1,4 атм) и скорость движения до 40 км/ч.

Данные типоразмера шин приведены в табл. 2.3. При определении допускаемой нагрузки выбирают ближайшую, т. е. $G \leq G_{\text{доп}}$.

Таблица 2.3

Параметры шин

Наименование мостов	Обозначение шин	Параметры шин, мм				Нагрузка	
		D_n	D_0	$r_{\text{ст}}$	r_k	$G_{\text{доп}},$ кН	$G_{\text{расч}},$ кН
Передний	9.00 R20	224	930	450	455	6,1	5,235
Задний	11,2 R28	284	1200	555	574	11,55	11,136

2.7.3. Расчет и построение теоретической скоростной характеристики дизеля с регуляторной ветвью

Для рассматриваемого примера выбирают следующие значения величин, необходимых для расчета и построения указанной характеристики дизеля, табл. 2.4.

Таблица 2.4

Данные для расчета характеристики дизеля

$P_{д.н},$ кВт	Угловые скорости (частота, об/мин)				$g_{д.н},$ г/кВт·ч	$G_{т.н},$ кг/ч	m	n
	$n_{д.н}$	$n_{д.х}$	$n_{д}$ при $M_{д.мах}$	$n_{д.min}$				
70,0	2200	2500	1500	1200	130	9,1	1,2	1,15

Расчетная характеристика представлена на рис. 2.4.

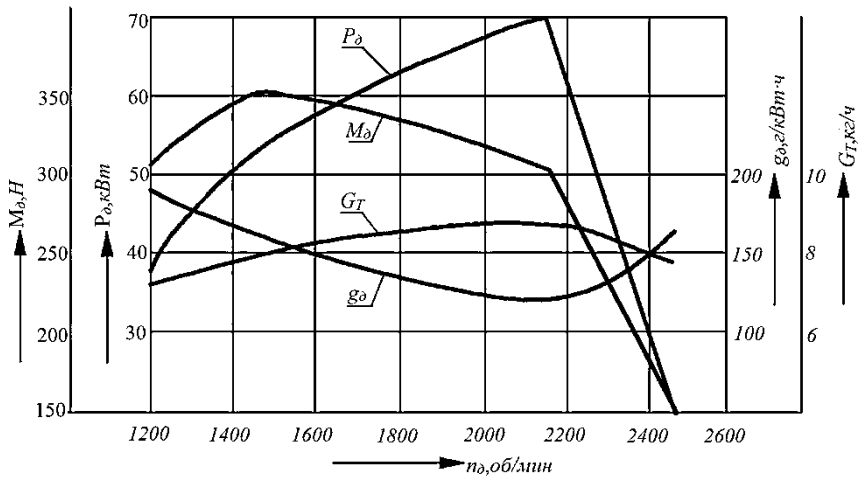


Рис. 2.4. Внешняя характеристика дизеля с регуляторной ветвью. Параметры дизеля P_d , g_d , M_d и G_T представлены в зависимости от числа оборотов

Для упрощения дальнейших расчетов ее целесообразно перестроить в координатах P_d , n_d , g_d и $G_T - M_d$, рис. 2.5.

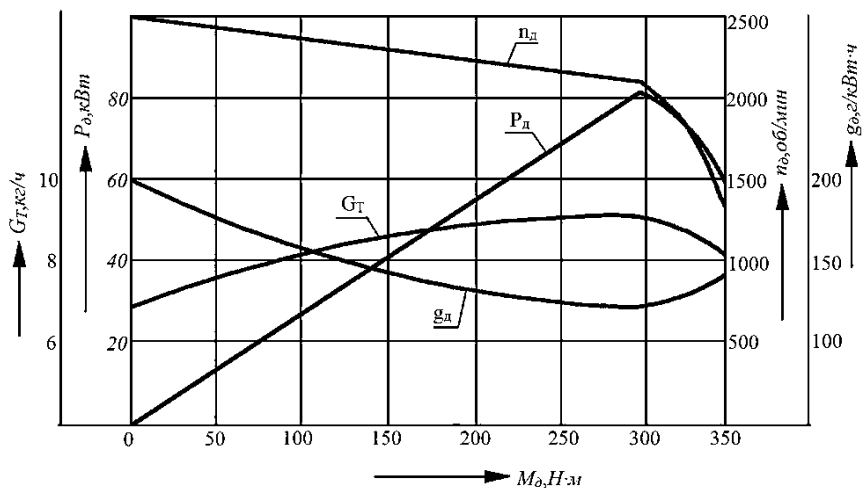


Рис. 2.5. Вспомогательная характеристика дизеля

2.7.4. Построение зависимости буксования от крутящего усилия

Для рассматриваемого примера принимают следующее условие: при движении по горизонтальной поверхности стержни суглинка нормальной влажности $\varphi_{кр.маx} = 0,67$ и $k = 7,0$.

Расчетная зависимость

$$\delta = f(\varphi_{кр}),$$

$$\varphi_{кр} = \varphi_{кр.маx} (1 - e^{-k\delta}),$$

показана на рис. 2.6.

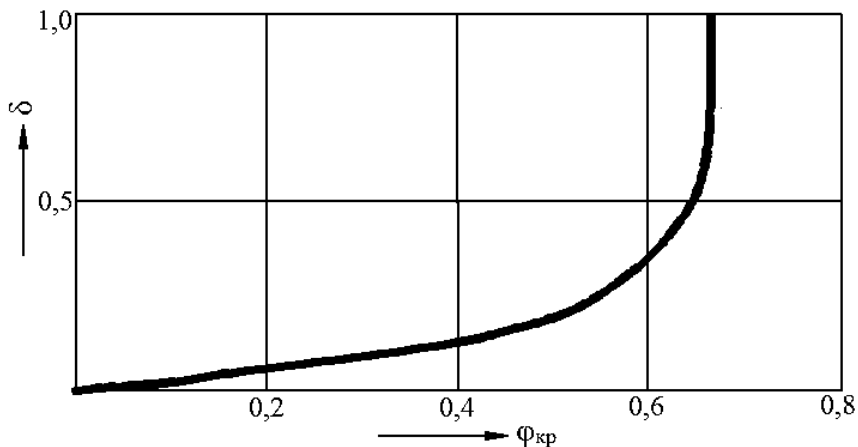


Рис. 2.6. Зависимость буксования δ от коэффициента $\varphi_{кр}$ крюкового усилия. Почва – суглинок нормальной влажности, $\varphi_{кр.max} = 0,67$; $k = 7,0$

2.7.5. Выбор передаточных чисел трансмиссии

Расчет тяговой характеристики проведем для трех скоростей.

Скорость диапазона пониженных скоростей примем $v_{п} = 4,0$ км/ч (1,1 м/с), тогда

$$U_{п} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{r_{к}}{v_{п}} = \frac{\pi \cdot 2200}{30} \cdot \frac{0,574}{1,1} = 120.$$

Скорость рабочего диапазона примем $v_{р} = 9,0$ км/ч (2,5 м/с), тогда

$$U_{р} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{r_{к}}{v_{р}} = \frac{\pi \cdot 2200}{30} \cdot \frac{0,574}{2,5} = 52,9.$$

Полученное значение округлим до 53.

Знаменатель q прогрессии

$$q = \sqrt[n]{\frac{F_{к.min}}{F_{к.max}}}.$$

При $F_{к.мин} = 9000$ Н и $F_{к.маx} = 22000$ Н

$$q = \sqrt[n]{\frac{9000}{22000}} = \sqrt[n]{0,41},$$

где n – число ступеней в рабочем диапазоне скоростей.

Скорость транспортного режима движения:

$$v_T = 35 \text{ км/ч (9,7 м/с);}$$

$$v = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{r_k}{v_T} = \frac{\pi \cdot 2200}{30} \cdot \frac{0,574}{9,7} = 13,6.$$

Полученное значение округлим до 14.

2.7.6. Расчет и построение тяговой характеристики

Расчет и построение теоретической тяговой характеристики проведем на примере колесного трактора тягового класса 1,4, колесная формула 4К4, с разными колесами.

Исходные данные:

тяговый класс – 1,4 (14 кН);

колесная формула – 4К4;

эксплуатационная масса 3374 кг;

номинальная мощность двигателя 70,5 кВт;

скоростная характеристика дизеля с регуляторной ветвью – рис. 2.4;

типоразмеры шины – согласно табл. 2.3;

зависимость буксования от крюкового усилия – согласно рис. 2.6.

Скорость движения:

пониженная – 4,0 км/ч (1,1 м/с), $U_p = 120$;

рабочая – 9,0 км/ч (2,5 м/с), $U_p = 53$;

транспортная – 35 км/ч (9,7 м/с), $U_T = 14$.

Математические зависимости, необходимые для расчета и построения характеристики:

$$F_{кр} = \frac{\eta_{тр} \cdot \eta_r \cdot M_d \cdot U}{r_k};$$

$$v_{рас} = v_T (1 - \delta) = \frac{\pi \cdot n_d}{30} \cdot \frac{r_k}{U} \cdot (1 - \delta);$$

$$P_{кр} = v_{рас} \cdot F_{кр};$$

$$\eta_T = \eta_{тр} \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спп}}{F_k}\right);$$

$$\Phi_{кр} = \Phi_{кр\max} (1 - e^{-k\delta});$$

$$F_{кр} = \Phi_{кр} \cdot G;$$

$$g_{кр} = \frac{g_d}{\eta_T};$$

$$G = g_{кр} \cdot P_{кр}.$$

Расчетная тяговая характеристика приведена на рис. 2.7, на котором изображены зависимости мощности $P_{кр}$ на крюке, буксования δ , скорости v_d движения, крюковой $g_{кр}$ и часовой расход топлива для трех режимов движения: пониженного, рабочего и транспортного.

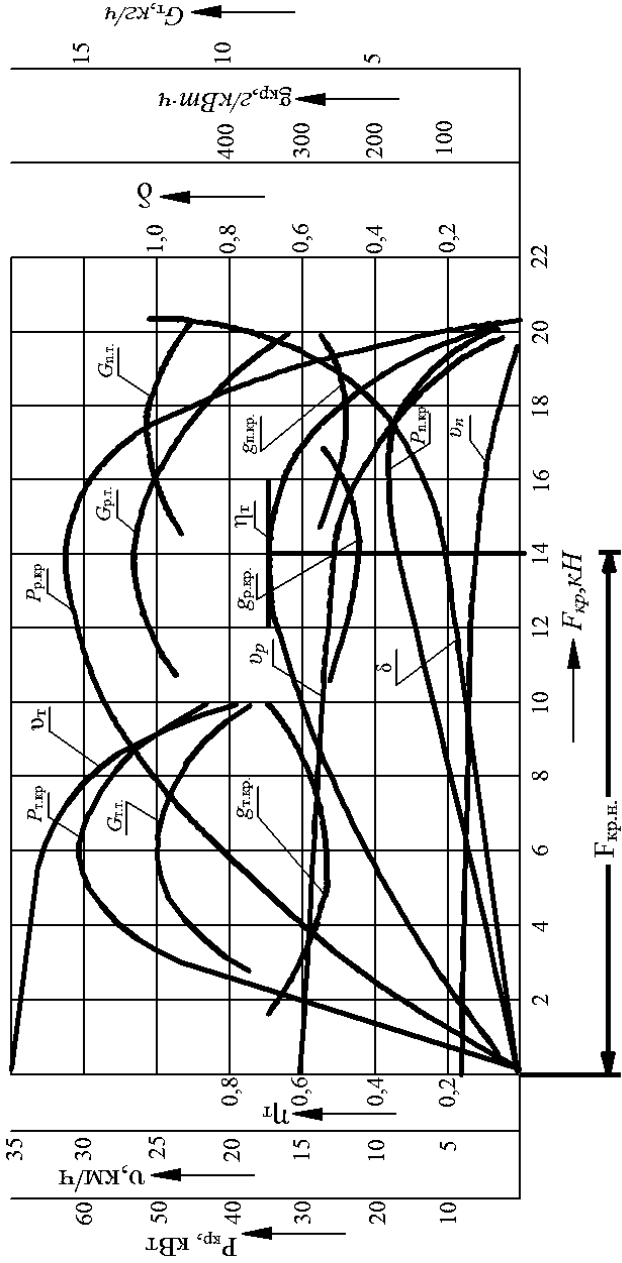


Рис. 2.7. Расчетная тяговая характеристика колесного трактора тягового класса 1.4 при движении с агрегатируемой машиной по стерне суглинка нормальной влажности

Выводы

1. Теоретическая тяговая характеристика позволяет оценить тягово-сцепные и экономические качества проектируемого трактора.
2. Максимальный $\eta_{т.мах}$ тяговый КПД развивается при номинальном крюковом усилии $F_{кр.н}$ (см. рис. 2.7).
3. Выбранные и расчетные параметры соответствуют колесному трактору тягового класса 1.4.

Литература

1. Гуськов, А. В. Оптимизация потребительских свойств и параметров колесных тракторов семейства «Беларус» / А. В. Гуськов. – Минск : ГУВПО «Белорусско-Российский университет», 2008. – 209 с.
2. Колобов, Г. Г. Тяговые характеристики тракторов / Г. Г. Колобов, А. П. Парфенов. – М. : Машиностроение, 1972. – 151 с.
3. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 375 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОБИЛЬНОЙ ТЯГОВОЙ МАШИНЫ.....	3
2. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА С МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ.....	6
2.1. Определение сцепной массы, массы трактора и ее распределения по мостам	6
2.2. Определение типоразмеров движителя	10
2.3. Определение мощности двигателя	12
2.4. Теоретическая скоростная характеристика дизеля с регуляторной ветвью.....	15
2.5. Построение зависимости буксования от крюкового усилия.....	17
2.6. Выбор передаточных чисел механической трансмиссии.....	18
2.7. Пример расчета и построения теоретической тяговой характеристики колесного трактора тягового класса 1.4, выполненного по схеме 4К4	19
Литература.....	30

Учебное издание

ГУСЬКОВ Валерий Владимирович

**ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ И ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИК ТЯГОВОЙ МАШИНЫ**

Методическое пособие
по дисциплинам «Теория трактора»
и «Теория систем "местность–машина"»
для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение»
и 1-37 01 04 «Многоцелевые колесные и гусеничные машины»
автотракторного факультета и 1-37 01 04-02 «Эксплуатация
и ремонт бронетанкового вооружения и техники»
военно-технического факультета

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 24.09.2012. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,45. Тираж 100. Заказ 641.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.