

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113

Е. В. Кузнецов, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет

E-mail: 375222487064@mail.ru

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ И ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА

Представлена методика выбора рациональных параметров и характеристик двигателя и шасси пахотного гусеничного трактора на основе математического моделирования процессов, протекающих при его работе, с учетом воздействий внешней среды и оператора. Приведены результаты теоретических исследований работы трактора с различными сочетаниями двигателей и трансмиссий.

Ключевые слова: трактор, двигатель постоянной мощности, гидромеханическая трансмиссия, фрикцион блокировки гидротрансформатора, математическая модель.

Для повышения конкурентоспособности отечественных тракторов перед их разработчиками стоят задачи увеличения производительности и надежности, снижения эксплуатационных и производственных затрат вновь разрабатываемых машин по сравнению с выпускаемыми.

Одним из направлений совершенствования тракторов является использование моторов с прогрессивной характеристикой крутящего момента, т. е. двигателей постоянной мощности (ДПМ). Другой путь — это применение на тракторах гидромеханических трансмиссий (ГМТ). И первое, и второе техническое решение позволяют существенно улучшить тягово-динамические характеристики машин, их эргономические качества и обеспечивают ряд других преимуществ по сравнению с тракторами, оборудованными традиционными дизелями и механическими трансмиссиями. Однако проблемы совместного использования на энергонасыщенном пахотном тракторе ДПМ и ГМТ, а также вопросы блокировки гидродинамического трансформатора (ГДТ) для повышения КПД трансмиссии еще до конца не решены. Это обстоятельство и определило цель данной работы.

Наиболее экономично указанные исследования можно провести с помощью математического моделирования работы трактора на ЭВМ. Что и сделано. При этом приняты следующие допущения:

- 1) исследования проводились применительно к пахотному гусеничному трактору тягового класса 3 т;
- 2) использовалась так называемая "плоская" модель, т. е. горизонтальные колебания ("рыскание") и повороты не рассматривались;
- 3) остов трактора — твердое тело;

4) силы трения пропорциональны относительным скоростям;

5) не учитывалось дополнительное натяжение гусеничной цепи от центробежных сил вследствие малости скоростей движения (до 20 км/ч);

6) гидромагистраль системы управления фрикционом блокировки гидротрансформатора принимались абсолютно жесткими, а рабочая жидкость считалась несжимаемой, так как уровень воздуха в системе не превышает 3 %, а давление 1 МПа.

Гусеничный трактор рассматривается как динамическая система с сосредоточенными параметрами: Двигатель — Трансмиссия — Гусеничный обвод — Подвеска — Остов. Модель имеет 11 степеней свободы.

На рис. 1 приведена динамическая модель (расчетная схема) указанной машины, где приняты следующие обозначения: M_d — крутящий момент на маховике двигателя; $J_d, J_n, J_t, J_{tr}, J_y$ — моменты инерции двигателя, насосного и турбинного лопастных колес ГДТ, ведомой части трансмиссии и трактора относительно поперечной оси; $m, m_{пф}$ — массы трактора и поршня фрикциона блокировки ГДТ с жидкостью; $p_{ф}$ — давление жидкости в полости фрикциона блокировки ГДТ; Q — расход жидкости в продольной плоскости ГДТ; $\varphi_d, \varphi_n, \varphi_t, \varphi_{tr}$ — углы поворота маховика двигателя, насосного и турбинного колес ГДТ и ведущей шестерни коробки передач; $c_n, r_n, c_t, r_t, c_{п}, r_{п}, c_3, r_3, c_p, r_p, c_c, r_c$ — коэффициенты жесткости и сопротивления насосного и турбинного валов ГДТ, передней и задней подвесок, рабочей и свободной ветвей гусеницы; q_1, q_2, q_3, q_4 — высоты микропрофиля под опорными катками; $F_{кр}, F_{\psi}$ — сила сопротивления от агрегируемого орудия и суммарная сила сопротивлений

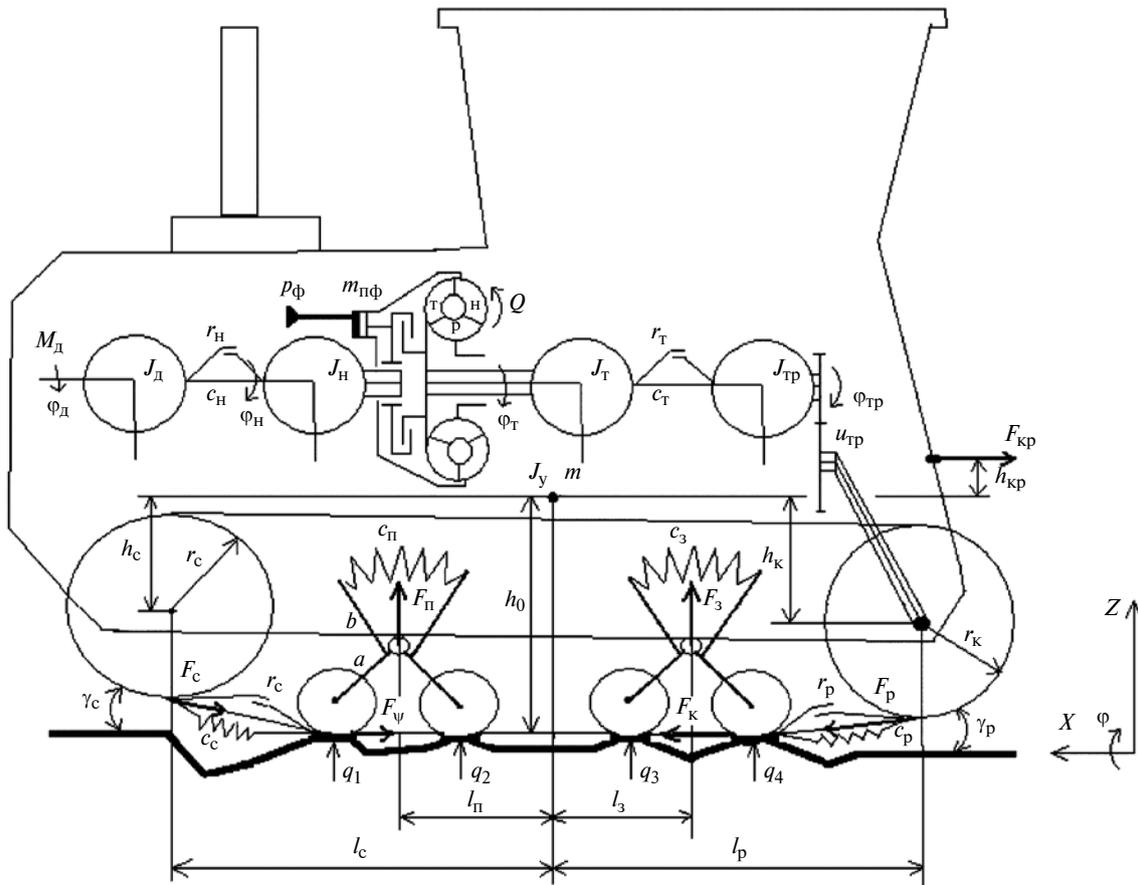


Рис. 1. Динамическая модель гусеничного трактора с гидромеханической трансмиссией

качению и подъему; $F_k, F_p, F_c, F_{п}, F_3$ — силы тяги, натяжения рабочей и свободной ветвей гусеницы, передней и задней подвесок; r_k, r_c — радиусы ведущего и натяжного колес; $u_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; $l_p, l_c, l_{п}, l_3$ — расстояния от центра масс трактора до ведущего и натяжного колес, передней и задней балансирных тележек подвески; $h_0, h_{кр}, h_k, h_c$ —

высоты от центра масс до опорной поверхности, крюка сцепки, ведущего и натяжного колес; γ_p, γ_c — углы наклона рабочей и свободной ветвей гусеницы.

Движение масс трактора, отраженных на динамической модели (см. рис. 1), описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которые в форме Даламбера могут быть представлены как:

$$\begin{cases}
 \ddot{\phi}_д J_д = M_д - M_{ун} - M_{дн}; \\
 \ddot{\phi}_н J_н = M_{ун} + M_{дн} - M_н - M_ф; \\
 \ddot{\phi}_т J_т = M_т + M_ф - M_{ут} - M_{дт}; \\
 \ddot{\phi}_{тр} J_{тр} = M_{ут} + M_{дт} - 2(F_k + F_{yp} + F_{дp} - F_{yc} - F_{дc} - F_{\psi})r_k / (u_{тр} \eta_{тр}); \\
 \ddot{x} m = 2[F_k + (F_{yp} + F_{дp})\cos\gamma_p - (F_{yc} + F_{дc})\cos\gamma_c] - F_{кр} - F_{\psi}; \\
 \ddot{z}(m - m_н) = 2[F_{уп} + F_{дп} + F_{y3} + F_{д3} - (F_{yp} + F_{дp})\sin\gamma_p - (F_{yc} + F_{дc})\sin\gamma_c]; \\
 \ddot{\phi}_{J_y} = 2[(F_{уп} + F_{дп})l_{п} - (F_{y3} + F_{д3})l_3 + (F_{yp} + F_{дp})(l_p \sin\gamma_p + h_k \cos\gamma_p + r_k) + F_k h_0 - \\
 - (F_{yc} + F_{дc})(l_c \sin\gamma_c + h_c \cos\gamma_c + r_c)] + F_{кр} h_{кр} - F_{\psi} h_0; \\
 \ddot{x}_{пф} m_{пф} = (p_{\phi} - p_{гдт} - \xi_1 \dot{x}_{пф} - \xi_2 \dot{x}_{пф}^2 \operatorname{sgn} \dot{x}_{пф}) A_{\phi} - F_{y\phi} - F_{д\phi}; \\
 Q = f_1(\beta_{ij}, r_{ij}, \dot{\phi}_н, \dot{\phi}_т, T_{гдт}) \rightarrow M_н, M_т = f(Q); \\
 \dot{g}_{ц} = f_2(\dot{\phi}_д, \gamma_д, T_{рд}); \\
 \dot{p}_{тк} = f_3(\dot{\phi}_д, g_{ц}, T_{тк}) \rightarrow M_д = f(g_{ц}, p_{тк}).
 \end{cases} \quad (1)$$

В математической модели (I) приняты следующие обозначения: $\ddot{\varphi}_д, \ddot{\varphi}_н, \ddot{\varphi}_т, \ddot{\varphi}_тр, \ddot{x}, \ddot{z}, \ddot{\varphi}, \ddot{x}_{пф}$ — ускорения маховика двигателя, насосного и турбинного колес ГДТ, ведущей шестерни коробки передач, продольное и вертикальное центра масс трактора, угловое продольное остова, а также поршня фрикциона блокировки ГДТ; $M_{ун}, M_{дн}, M_{ут}, M_{дт}$ — моменты упругих и диссипативных сил насосного и турбинного валов ГДТ; $M_н, M_т, M_ф$ — моменты на насосном и турбинном лопастных колесах ГДТ и ведомых дисках его фрикциона блокировки; $F_{ур}, F_{др}, F_{ус}, F_{дс}$ — упругие и диссипативные силы рабочей и свободной ветвей гусеницы, которые попарно в сумме соответственно дают F_p и F_c ; $\eta_{тр}$ — КПД механической части трансмиссии; $m_н$ — неподдрессированная масса машины; $F_{уп}, F_{дп}, F_{уз}, F_{дз}$ — упругие и диссипативные силы передней и задней подвесок; $p_{гдт}$ — давление в рабочей полости ГДТ, которое возвращает поршень фрикциона блокировки в исходное положение, т. е. разблокирует ГДТ; ξ_1, ξ_2 — коэффициенты линейных и квадратичных потерь в гидроприводе фрикциона блокировки ГДТ; $sgn\dot{x}_{пф}$ — функция знака скорости поршня фрикциона блокировки ГДТ; $A_ф, F_{уф}, F_{дф}$ — площадь поршня, упругие и диссипативные силы дисков фрикциона блокировки ГДТ; β_{ij}, r_{ij} — углы и радиусы входа и выхода лопаток насосного, турбинного и реакторного лопастных колес ГДТ; $T_{гдт}, T_{рд}, T_{тк}$ — постоянные времени гидротрансформатора, регулятора цикловой подачи топлива двигателя и его турбокомпрессора; $\dot{g}_ц, \gamma_д$ — скорость изменения цикловой подачи топлива двигателя и положение рычага управления подачей топлива; $\dot{p}_{тк}$ — скорость изменения давления наддува двигателя.

В модели учитывалось дополнительное нагружение гусеницы от ее звенчатости, а также буксование движителя [1]. Параметры микропрофиля опорной поверхности и сопротивление на крюке задавались случайными функциями, соответствующими полю со стерней ржи нормальной влажности среднего суглинка. Движение жидкости в гидротрансформаторе оценивалось по методике, описанной в [2].

Адекватность представленной модели подтверждена путем сравнения данных, полученных с помощью модели, с экспериментальными данными при исследованиях трактора ВТ-200 с опытной моторно-трансмиссионной установкой, включающей ДПМ СМД-86 ПМ и блокируемый ГДТ ЛГ-400-70.

С помощью представленной математической модели на ЭВМ имитировалось движение трактора на одном гоне поля длиной 300 м, т. е. имитировался разгон, движение с установившейся скоростью, торможение и останов. Затем полученные результаты пересчитывались на 1 га с учетом поворотов.

При исследованиях рассматривались следующие варианты комплектации трактора мотором и трансмиссией:

- 1) дизель номинальной мощностью $N_н = 147$ кВт с коэффициентом запаса крутящего момента $k_м = 1,08$ и механическая трансмиссия (Д + МТ);
- 2) ДПМ $N_н = 147$ кВт с $k_м = 1,50$ и механическая трансмиссия (ДПМ + МТ);
- 3) дизель $N_н = 147$ кВт с $k_м = 1,08$ и гидромеханическая трансмиссия без блокировки ГДТ (Д + ГМТ);
- 4) дизель $N_н = 147$ кВт с $k_м = 1,08$ и ГМТ с блокировкой ГДТ (Д + ГМТ + ФБ);
- 5) ДПМ $N_н = 147$ кВт с $k_м = 1,50$ и ГМТ без блокировки ГДТ (ДПМ + ГМТ);
- 6) ДПМ $N_н = 147$ кВт с $k_м = 1,50$ и ГМТ с блокировкой ГДТ (ДПМ + ГМТ + ФБ).

Трогание и разгон для вариантов с механической трансмиссией осуществлялось путем моделирования включения главного фрикциона (муфты сцепления) при одновременном увеличении подачи топлива до максимума ($\gamma_д = 1,0$), а для вариантов с ГМТ — только за счет увеличения подачи топлива. В вариантах с блокировкой ГДТ фрикцион включался при достижении угловой скорости турбинного вала $\omega_т = 110$ рад/с, а отключался во время торможения при $\omega_т = 100$ рад/с. Время увеличения давления на поршень фрикциона блокировки ГДТ составляло $t_ф = 0,1$ с, а главного фрикциона для механической трансмиссии $t_ф = 0,5$ с. Останов трактора в конце гона осуществлялся уменьшением подачи топлива до $\gamma_д = 0,3$ и нажатием на тормоз, т. е. увеличением $F_{пф}$. Во всех случаях предполагалось, что перед троганием плуги ПТК-7 заглублены, а передача включена.

На рис. 2 и 3 представлены некоторые графические результаты моделирования работы тракторного агрегата в указанных условиях.

В качестве оценочных показателей приняты следующие показатели.

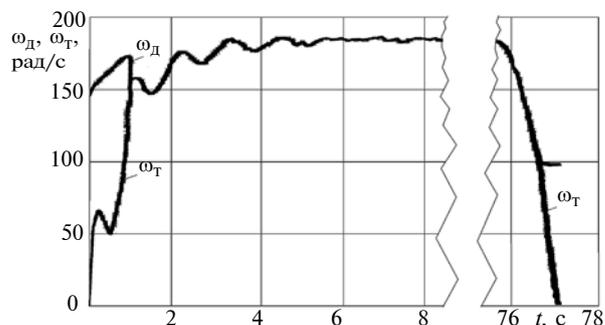


Рис. 2. Изменение угловых скоростей ДПМ ($\omega_д$) и турбинного колеса ГДТ с блокировкой ($\omega_т$) при движении трактора на одном гоне поля

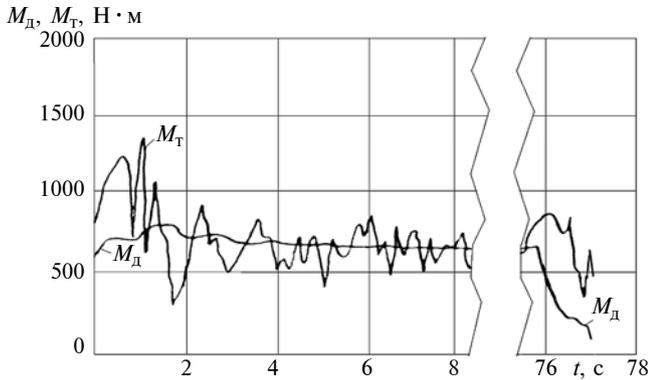


Рис. 3. Изменение моментов на маховике ДПМ (M_d) и турбинном валу ГДТ с блокировкой (M_t) при движении трактора на одном гоно поля

Производительность тракторного агрегата:

$$P = \frac{1 - k_B}{n(T_p + T_y + T_z)}, \text{ га/ч}, \quad (2)$$

где k_B — коэффициент потерь времени на повороты и развороты; n — количество гонов на 1 га пашни; T_p, T_y, T_z — время разгона установившегося движения и замедления;

расход топлива:

$$G = \frac{n(m_B + m_y + m_z)}{1 - k_T}, \text{ кг/га}, \quad (3)$$

где m_p, m_y, m_z — масса топлива, затраченная на разгон, установившееся движение и замедление; k_T — коэффициент потерь топлива на повороты и развороты;

среднее квадратическое отклонение крутящего момента на первичном валу коробки передач при установившемся движении:

$$\sigma_{T.y} = \sqrt{\frac{\sum (M_{T.c.p} - M_T)^2}{i - 1}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}, \quad (4)$$

где $M_{T.c.p}, M_T$ — среднее и текущее значение крутящего момента; i — количество точек измерения; **максимальное продольное ускорение на рабочем месте:** $j_{max}, \text{ м/с}^2$;

коэффициент динамичности трансмиссии:

$$k_d = \frac{M_T^{max}}{M_{T.y}^{c.p}}, \quad (5)$$

где $M_T^{max}, M_{T.y}^{c.p}$ — максимальный момент и среднее значение крутящего момента на первичном валу коробки передач при установившемся движении.

В качестве дополнительных оценочных показателей только для вариантов с механической трансмиссией и ГМТ с блокировкой ГДТ использованы такие показатели.

Удельная работа буксования, определяющая интенсивность износа дисков главного фрикциона механической трансмиссии или фрикциона блокировки ГДТ:

$$L_\phi = \frac{M_\phi \Delta\omega_\phi \Delta t}{z_\phi A_\phi}, \text{ кДж/м}^2, \quad (6)$$

где $\Delta\omega_\phi$ — текущая относительная угловая скорость между ведущими и ведомыми дисками фрикциона; Δt — шаг интегрирования; z_ϕ — число пар трения фрикциона; A_ϕ — площадь дисков фрикциона;

удельная мощность буксования тех же фрикционов, определяющая температурные напряжения в дисках, а значит степень их коробления:

$$N_\phi = \frac{L_\phi}{t_\phi}, \text{ кВт/м}^2, \quad (7)$$

где t_ϕ — время буксования фрикциона.

Результаты проведенных опытов представлены в таблице.

Анализ полученных результатов показывает, что **минимальной производительностью и в то же время минимальным расходом топлива обладает трактор, оборудованный обычным дизелем и механической**

Влияние типа двигателя и трансмиссии на характеристики трактора

Тип мотора и трансмиссии	П		G		$\sigma_{T.y}$		i_{max}		k_d		L_ϕ	N_ϕ
	га/ч	%	гк/га	%	Н · м	%	м/с	%	—	%		
Д + М	1,67	100	11,30	100	310	100	6,3	100	3,4	100	2498	300
ДПМ + МТ	2,30	138	13,10	116	205	66	6,6	105	2,7	79	3181	340
Д + ГМТ	1,95	117	13,57	120	125	40	4,0	63	1,3	38	—	—
Ж + ГМТ + ФБ	1,85	110	11,43	101	310	100	4,1	64	3,0	88	123	93
ДПМ + ГМТ	2,16	129	14,52	128	95	30	3,5	55	1,8	53	—	—
ДПМ + ГМТ + ФБ	2,37	142	13,41	119	205	66	5,7	92	2,6	76	312	179

трансмиссией. Вместе с тем здесь имеет место наибольшая динамическая нагруженность трансмиссии.

Во втором варианте благодаря использованию ДПМ тракторный агрегат имеет прирост производительности на 38 %. При этом расход топлива возрастает только на 16 %. Среднее квадратическое отклонение крутящего момента на первичном валу коробки передач при установившемся режиме движения снижается на 34 %. А общий коэффициент динамичности трансмиссии уменьшается на 21 %. То есть использование ДПМ значительно снижает динамическую нагруженность трансмиссии вследствие гиперболического вида внешней скоростной характеристики крутящего момента мотора. Увеличение производительности связано с уменьшением времени разгона опять же в связи со специфическими внешними скоростными характеристиками, позволяющими двигателю быстрее выходить на максимальную мощность. Однако в этом варианте на треть возрастает удельная работа буксования и на 13 % возрастает удельная мощность буксования главного фрикциона. К тому же на 5 % возрастает продольное ускорение при разгоне.

Использование на тракторе обычного дизеля и ГМТ без блокировки ГДТ (третий вариант) по сравнению с первым базовым вариантом увеличивает производительность на 17 % при увеличении расхода топлива на 20 %. Здесь в 2,5 раза уменьшается $\sigma_{т,у}$, почти в три раза k_d и на треть j_{max} , что является главной предпосылкой для надежной, долговечной и эргономичной работы трактора.

В четвертом варианте наличие блокировки ГДТ приводит к уменьшению производительности на 7 % по сравнению с предыдущим вариантом, что можно объяснить перегрузкой обычного дизеля, а значит и меньшей скоростью тракторного агрегата на установившемся режиме. Вместе с тем здесь имеет место экономия топлива на 19 %. По сравнению же с первым вариантом имеем значительно меньшую динамическую и тепловую нагруженность трансмиссии.

Применение на тракторе ДПМ и ГМТ без блокировки ГДТ (пятый вариант) увеличивает производи-

тельность на 29 % при росте расхода топлива на 28 %. Такой тракторный агрегат имеет минимальную из всех рассмотренных вариантов динамическую нагруженность трансмиссии и продольное ускорение на рабочем месте оператора.

В последнем варианте имеем наибольшую производительность — на 42 % выше, чем в первом случае при росте расхода топлива всего на 19 %. То есть, если сравнивать прирост производительности с ростом расхода топлива, то в шестом варианте эта разница максимальна, что указывает на наибольший КПД тракторного агрегата. По сравнению со вторым вариантом, где КПД также высок, имеем в 10 раз меньшую $L_{ф}$, в два раза меньшую $N_{ф}$, на 13 % меньше j_{max} и на 9 % меньше k_d .

Из всего вышеизложенного можно сделать следующие основные выводы.

1. Использование на пахотном тракторе двигателя постоянной мощности в сочетании с гидромеханической трансмиссией с блокируемым гидротрансформатором позволяет примерно в 1,5 раза увеличить производительность труда, снизить примерно на треть динамическую нагруженность трансмиссии, а также улучшить эргономические характеристики (в частности уменьшить максимальное продольное ускорение на рабочем месте).

2. Управление фрикционом блокировки гидротрансформатора должна осуществлять система автоматического управления, так как процессы разгона и торможения энергонасыщенного трактора весьма скоротечны (в последнем рассмотренном случае составляют около секунды), т. е. обеспечить своевременное управление вручную попросту невозможно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кузнецов Е. В. Обоснование и выбор параметров двигателя и трансмиссии пахотного гусеничного трактора тягового класса 30 кН. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — Защищена 13.05.94; Утв. 15.04.96. — Мн.: БГПА, 1994. — 146 с: ил.
2. Лаптев Ю. Н. Динамика гидромеханических передач. — М.: Машиностроение, 1983. — 104 с: ил.