

УДК 631.372:001.4

UDC 631.372:001.4

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С УДМ В ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА

MATHEMATICAL MODEL OF A MACHINE AND TRACTOR UNIT WITH EDM IN TRANSMISSION OF A TRACTOR

Кравченко Владимир Алексеевич
д.т.н., профессор

Kravchenko Vladimir Alekseevich
Dr.Sci.Tech., professor

Кравченко Людмила Владимировна
к.т.н., доцент

Kravchenko Ludmila Vladimirovna
Cand.Tech.Sci., assistant professor

Серёгина Виктория Викторовна
к.с.н.

Seregina Victoria Viktorovna
Cand.Sociol.Sci., assistant professor

*Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВПО «Донской государственный аграрный
университет» в г. Зернограде, Россия*

*Azov-Black Sea engineering institute of the Don
state agrarian university,
Zernograd, Rostov region, Russian Federation*

В статье приведена разработанная математическая модель машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора. Анализ математической модели пахотного агрегата на базе трактора с УДМ в трансмиссии показал, что математическую модель МТА можно считать удовлетворительной

The developed mathematical model of the machine and tractor unit with the elastically damping mechanism in transmission of a tractor is given in the article. The analysis of mathematical model of the arable unit on the basis of a tractor with EDM in transmission showed that the MTU mathematical model can be considered as working

Ключевые слова: МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ АГРЕГАТ, УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИЙ МЕХАНИЗМ

Keywords: MATHEMATICAL MODEL, MACHINE AND TRACTOR UNIT, ELASTICALLY DAMPING MECHANISM

При расчёте параметров и режимов работы сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата (МТА) обычно применяют типовые тяговые характеристики трактора, построенные при статическом тяговом сопротивлении на прицепном устройстве. В действительности же трактор – это сложная динамическая система, состоящая из отдельных элементов и подверженная внешним воздействиям, которые носят динамический характер [1, 2 и др.]. Вероятностный характер внешних воздействий на агрегат, проявляющийся в неравномерности нагрузочного режима, существенно отражается на показателях, определяющих уровень машиноиспользования при выполнении технологических операций [3 и др.].

Рациональным способом оптимизации нагрузочных режимов двигателя МТА является компенсация колебаний момента сопротивления [4 и др.].

Анализ показал, что существующие различные гасители колебаний и демпферные устройства обладают рядом существенных недостатков: из-

имеет всасывающий и нагнетательный каналы. Нагнетательный канал соединяет гидронасос с масляной полостью пневмогидроаккумулятора 22 (ПГА). Вторая полость ПГА, отделенная от первой поршнем с уплотнениями, заправлена сжатым воздухом. Заправка осуществляется через воздушный кран. Закономерность подачи масла в ПГА может изменяться регулируемым дросселем 15. Максимальное давление в нагнетательной полости насосов ограничивается предохранительным клапаном 17. Сброс масла при срабатывании клапана 17 и при открытом положении крана 18 осуществляется в бак 20. За время работы в аккумулятор подается определенный объем масла, который зависит от числа оборотов насоса.

В первоначальный период трогания агрегата начинают вращаться солнечная шестерня планетарного редуктора и гидронасос, нагнетая масло в ПГА. Так как момент сопротивления на ведущем валу коробки перемены передач имеет большое значение, трактор стоит на месте до тех пор, пока сопротивление на солнечной шестерне меньше, чем на водиле. При дальнейшем нарастании давления в ПГА агрегат начинает плавно разгоняться, а насос постепенно останавливается. Практически движение трактора начинается в момент, когда ведущий момент на валу коробки передач равен приведенному моменту сопротивления. Скорость нарастания ведущего момента можно регулировать, изменяя проходное сечение дросселя. В конце первой фазы разгона происходит резкое возрастание ведущего момента и, чтобы предупредить динамические нагрузки в трансмиссии трактора, предусмотрен предохранительный клапан. Во второй фазе разгона ведущий момент постепенно снижается до значения приведенного момента сопротивления, на установившемся режиме движения МТА насос стоит, то есть работает в режиме «стоп», и трансмиссия практически ничем не отличается от серийной. При повышении нагрузки насос проворачивается, подавая дополнительную порцию масла в ПГА, и снижает скорость движения МТА, а при снижении нагрузки – насос работает в режиме гидромо-

тора, который приводится во вращение маслом из ПГА через обратный клапан 19, увеличивая скорость движения МТА. Тем самым автоматически поддерживается высокий коэффициент загрузки двигателя.

Функциональная схема сельскохозяйственного МТА с УДМ в трансмиссии трактора представлена на рисунке 2.

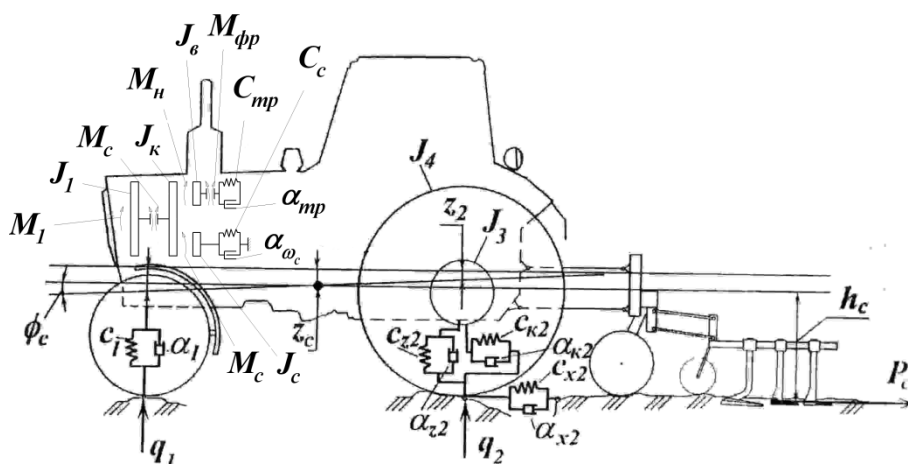


Рисунок 2 – Функциональная схема МТА с УДМ в трансмиссии

Для соблюдения динамического подобия реального агрегата движущиеся массы двигателя заменены маховиком с моментом инерции J_1 , масса коронной шестерни УДМ – моментом инерции J_k , масса водила УДМ – моментом инерции J_v , массы солнечной (центральной) шестерни УДМ – моментом инерции J_c , массы силовой передачи – моментом инерции J_2 , массы движителя и колес – моментом инерции J_3 , поступательно движущиеся массы трактора и сельхозмашины, не связанные с силовой передачей трактора – массой $m_{агр}$. То есть машинно-тракторный агрегат можно представить последовательно соединёнными звеньями: двигатель – силовая передача – ведущее колесо – нагрузка, с отображением реальных связей между ними (рисунок 3).

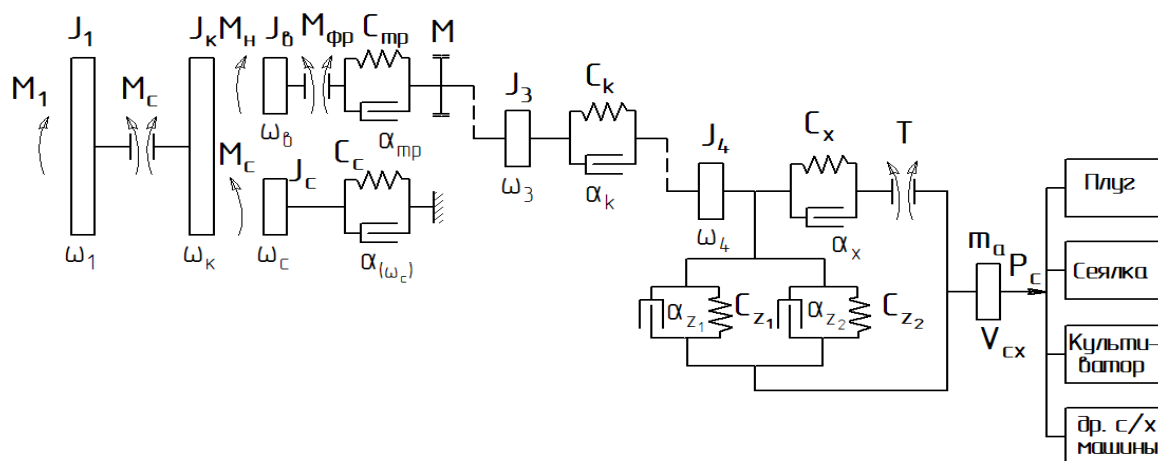


Рисунок 3 – Схема динамической модели, эквивалентной агрегату с УДМ в трансмиссии трактора

Модель составлена при следующих основных допущениях:

- остов трактора вместе с кабиной рассматривается как твердое тело;
- колебания рассматриваются от положения статического равновесия с началом координат в центре масс трактора;
- трактор движется прямолинейно;
- упругие элементы имеют линейную характеристику;
- воздействия на правое и левое колеса одинаковые и одновременные;
- силы вязкого трения в элементах шины, трансмиссии и УДМ пропорциональны относительным скоростям, а силы неупругого сопротивления – действующим усилиям.

Поведение такой динамической модели определяется следующими обобщенными координатами системы: углами поворота φ_1 коленчатого вала двигателя, φ_{mc} вала муфты сцепления, φ_u , φ_v , φ_k – соответственно центральной шестерни, водила планетарного механизма и коронной шестерни φ_2 первичного вала трансмиссии, φ_3 оси ведущего колеса, φ_4 беговой дорожки шины; x – положением МТА. Вследствие того, что двигатели сельскохозяйственных тракторов снабжены всережимным регулятором (масса – m_p), а некоторые и турбонагнетателем (момент инерции J_n), необходимо к вышеперечисленным добавить следующие обобщенные ко-

ординаты: z – положение рейки топливного насоса; φ_n – угол поворота ротора турбонагнетателя [7 и др.].

Производные от координат по времени представляют собой обобщенные скорости системы: угловые скорости ω_1 коленчатого вала двигателя, ω_{mc} вала муфты сцепления, ω_u центральной шестерни, ω_g – водила, ω_k – коронной шестерни, ω_2 первичного вала трансмиссии, ω_3 оси ведущих колес трактора, ω_4 беговой дорожки шины, ω_n ротора турбонагнетателя; V_{cx} – скорость МТА; \dot{z} – скорость перемещения муфты регулятора.

Движение машинно-тракторного агрегата осуществляется под действием следующих моментов и сил: M_I – крутящего момента двигателя; M_{cy} – момента трения муфты сцепления двигателя; $M_{фр}$ – момента трения фрикциона переключения передач; $M_{упр}$ – момента упругих сил связи в трансмиссии трактора; $M_{ук}$ – момента закрутки шины; $M_{уд}$ – момента, обусловленного упругостью и демпфированием в шине; $T(\lambda)$ – усилием в контакте отпечатка шины; P_c – усилием сопротивления рабочих органов машины [7 и др.].

Для соблюдения динамического подобия реальных машинно-тракторных агрегатов в представленных моделях необходимо учитывать при расчете сил и моментов сухое и вязкое трение в трансмиссии и шинах, жесткость трансмиссии, жесткость шины, буксование движителей, характеризуемые соответствующими коэффициентами α_{mp} , α_k , α_z , α_x , c_{mp} , c_k , c_z , c_x и δ .

Математическую модель МТА с УДМ в трансмиссии трактора (1 фаза разгона $\omega_1 \neq \omega_3$) представим в следующем виде (1):

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_n + a_3 \cdot z - M_{cy}; \\ M_{cy} &= n \cdot P_{np} \cdot r_{cp} \cdot (1 - e^{-k_1 t}) \cdot \left\{ \mu_{max} - \Delta\mu \cdot [1 - e^{-k_2 (\omega_1 - \omega_{mc})}] \right\}; \\ J_n \cdot \dot{\omega}_n &= \epsilon_1 \omega_1 + \epsilon_2 \omega_4 + \epsilon_3 z; \\ m_p \cdot \ddot{z} + \beta \cdot \dot{z} + c_1 \cdot z &= c_2 \cdot \omega_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \omega_\kappa &= \frac{r_u}{(2r_c + r_u)} \cdot \omega_u + \frac{2 \cdot (r_c + r_u)}{(2r_c + r_u)} \cdot \omega_6; & J_{np} \cdot \dot{\omega}_u &= \frac{r_u}{(2r_c + r_u)} \cdot M_{cu} - V_H \cdot k_{nod} \cdot P_H; \\ P_H &= \frac{V_H^2 \cdot \gamma \cdot \omega_u^2}{4\pi^2 \cdot 2V^2 \cdot F_{\dot{\phi}_p}^2} + \frac{P_0 \cdot h_0 + \frac{V_H \cdot D}{2\pi \cdot F} \cdot F_0}{h_0 + \frac{V_H \cdot D}{2\pi \cdot F}}; & J_{np} &= J_u \cdot \frac{1}{i_{np}^2} + J_{нас}^{ep.чacm} + J_{шншн} + J_{дон.зр}; \\ \dot{D} &= \omega_u; & J_6 \cdot \dot{\omega}_6 &= \frac{2 \cdot (r_c + r_u)}{2r_c + r_u} \cdot M_{cu} - M_{\phi p}; \\ \dot{\phi}_2 &= \omega_6 - i_{mp} \cdot \omega_3; & M_{\phi p} &= z_{mp} \cdot R_{cp} \cdot F \cdot P_{max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot t}) \cdot \left\{ 1 - \nu \left[1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_{cu} - \omega_2)} \right] \right\}; \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{\phi p} - (M_{ynp} + \alpha' \cdot \omega_2); \\ M_{ynp} &= c_{mp} \cdot (\phi_6 - i_{mp} \phi_3) + \alpha_{mp} (\dot{\phi}_6 - i_{mp} \cdot \dot{\phi}_3) + M \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_6 - i_{mp} \cdot \dot{\phi}_3); \\ \dot{\phi}_3 &= \omega_2 - i_{mp} \cdot \omega_3; & J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{ynp} \cdot i_{mp} - M_{ук}; & J_4 \cdot \dot{\omega}_4 &= M_{ук} - M_{uu}; \\ M_{ук} &= c_{\kappa 2} \cdot (\phi_3 - \phi_4) + \alpha_{\kappa 2} \cdot (\omega_3 - \omega_4); & M_{uu} &= (c_x \cdot x + a_x \cdot \dot{x}) \cdot r_\delta + R \cdot a_2; \\ m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\ J_c \cdot \ddot{\phi}_c &= [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\ &+ [c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r + h_c) - P_c \cdot h_c; \\ z_1 &= z_c + a \cdot \phi_c; & z_2 &= z_c - b \cdot \phi_c; & r_\delta &= r_0 - b \cdot \phi_c - q + z_0; \\ m_c \cdot \dot{V}_{cx} &= c_x \cdot x + \alpha_x \cdot \dot{x} - P_c - m_c \cdot g \cdot \phi_c; & P_c &= [P_{c0} + \Delta P_c \cdot (V_{cx} - V_0)] \cdot (1 - e^{k_m \cdot V}) + F(t); \\ V_{cx} &= \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x}{r_0} \cdot \text{sign} \omega_4 \right) - \dot{x} \right] \cdot (1 - \delta); \\ \delta &= \begin{cases} 0, & \text{если } T \leq \varphi_0 R \\ -\frac{\ln[(\varphi \cdot R - T)/(\varphi - \varphi_0) \cdot R]}{K_6}, & \text{если } \varphi_0 R < T \leq \varphi R. \\ 0,9, & \text{если } T \geq \varphi R \end{cases} \end{aligned}$$

При равенстве $\omega_1 = \omega_\kappa = \omega_3$, получим видоизмененную систему (2):

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_u + a_3 \cdot z - \frac{2r_c + r_u}{2(r_c + r_u)} \cdot M_{ynp}; \\ J_n \cdot \dot{\omega}_n &= e_1 \omega_1 + e_2 \omega_4 + e_3 z; \\ m_p \cdot \ddot{z} + \beta \cdot \dot{z} + c_1 \cdot z &= c_2 \cdot \omega_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{np} \cdot \dot{\omega}_u &= \frac{r_u}{2(r_c + r_u)} \cdot M_{mp} - V_H \cdot k_{nod} \cdot P_H; \\
 \omega_6 &= \frac{(2r_c + r_u)}{2(r_c + r_u)} \cdot \omega_1 - \frac{r_u}{2(r_c + r_u)} \cdot \omega_u; \\
 P_H &= \frac{V_H^2 \cdot \gamma \cdot \omega_u^2}{4\pi^2 \cdot 2V^2 \cdot F_{dp}^2} + \frac{P_0 \cdot h_0 + \frac{V_H \cdot D}{2\pi \cdot F} \cdot F_0}{h_0 + \frac{V_H \cdot D}{2\pi \cdot F}}; \\
 J_{np} &= J_u \cdot \frac{1}{i_{np}^2} + J_{нас}^{ep.чacm} + J_{шмш} + J_{дон.зр}; \\
 \dot{D} &= \omega_u; \quad J_6 \cdot \dot{\omega}_6 = \frac{2(r_c + r_u)}{(2r_c + r_u)} \cdot M_{cu} - M_{fp}; \\
 M_{ynp} &= c_{mp} \cdot (\varphi_6 - i_{mp} \varphi_3) + \alpha_{mp} (\dot{\varphi}_6 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3) + M \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_6 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3); \\
 \dot{\varphi}_3 &= \omega_2 - i_{mp} \cdot \omega_3; \quad J_3 \cdot \dot{\omega}_3 = M_{ynp} \cdot i_{mp} - M_{шк}; \quad J_4 \cdot \dot{\omega}_4 = M_{шк} - M_{ш}; \\
 M_{шк} &= c_{\kappa 2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + \alpha_{\kappa 2} \cdot (\omega_3 - \omega_4); \quad M_{ш} = (c_x \cdot x + a_x \cdot \dot{x}) \cdot r_\delta + R \cdot a_2; \\
 m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\
 J_c \cdot \ddot{\phi}_c &= [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\
 &\quad + [c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r + h_c) - P_c \cdot h_c; \\
 z_1 &= z_c + a \cdot \phi_c; \quad z_2 = z_c - b \cdot \phi_c; \quad r_\delta = r_0 - b \cdot \phi_c - q + z_0; \\
 m_c \cdot \dot{V}_{cx} &= c_x \cdot x + \alpha_x \cdot \dot{x} - P_c - m_c \cdot g \cdot \phi_c; \quad P_c = [P_{c0} + \Delta P_c \cdot (V_{cx} - V_0)] \cdot (1 - e^{k_m \cdot V}) + F(t); \\
 V_{cx} &= \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x}{r_0} \cdot \text{sign} \omega_4 \right) - \dot{x} \right] \cdot (1 - \delta); \\
 \delta &= \begin{cases} 0, & \text{если } T \leq \varphi R \\ -\frac{\ln[(\varphi \cdot R - T)/(\varphi - \varphi_0) \cdot R]}{K_6}, & \text{если } \varphi_0 R < T \leq \varphi R, \\ 0,9, & \text{если } T \geq \varphi R \end{cases}
 \end{aligned} \tag{2}$$

где r_c, r_u – соответственно радиусы сателлитов, центральной шестерни;

V_0, V_H , – объем камеры сжатия аккумулятора в начале сжатия и текущий;

P_0, P_1 – давление воздуха в начале сжатия и текущее его значение;

F_0, F_{dp} – площадь поршня пневмогидроаккумулятора, дросселя;

h_0, h – соответственно полное и текущее значение хода поршня.

Для решения системы уравнений движения МТА нами принят метод Рунге-Кутты, который обеспечивает необходимую точность расчетов и базируется на методе численного интегрирования четвертого порядка.

Результаты, полученные при анализе математической модели пахотного агрегата на базе трактора класса 5 показывают, что относительная ошибка не превышает 5,1%, значения критериев Стьюдента и Фишера не превышают табличных значений, а коэффициент корреляции показывает тесную связь между сравниваемыми результатами. То есть, математическую модель МТА можно считать вполне удовлетворительной.

Анализ диаграмм разгона (рисунок 4), полученных при решениях математической модели МТА

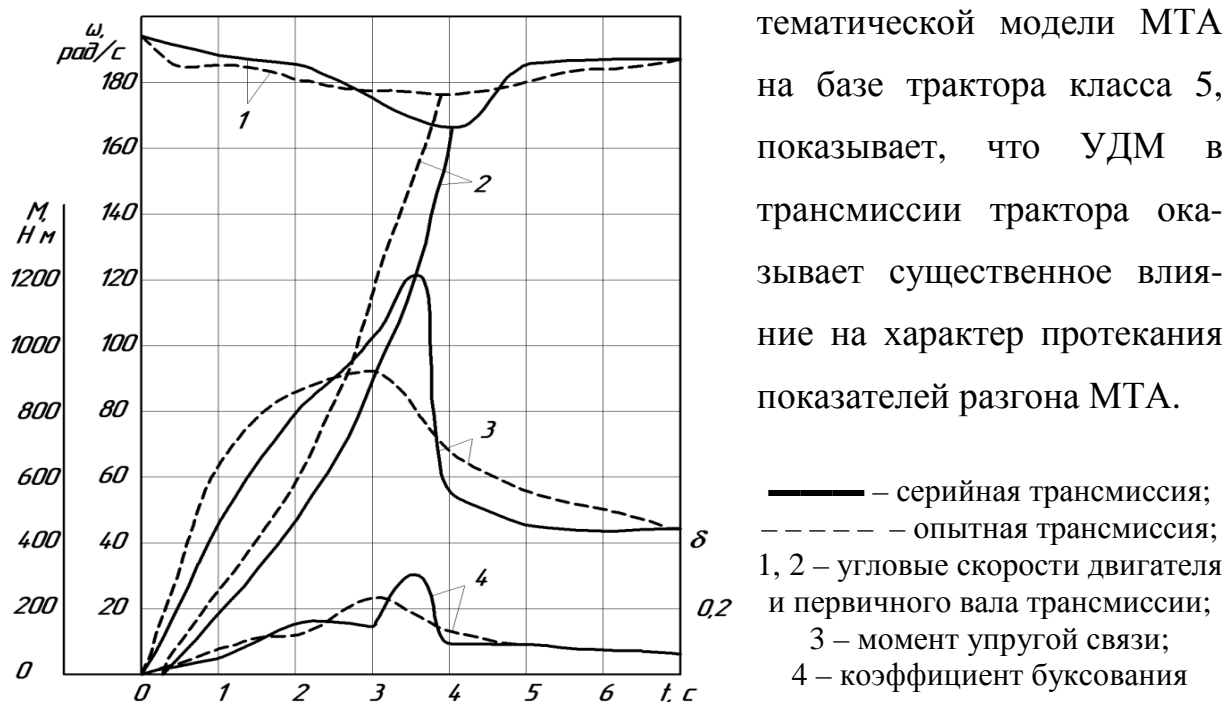


Рисунок 4 – Диаграммы разгона МТА с опытной и серийной трансмиссиями

В результате анализа данных, полученных при теоретических исследованиях, можно сделать следующие выводы:

– в связи со значительными колебаниями внешней нагрузки достижение потенциальной производительности МТА возможно путём установки упругодемпфирующих механизмов в трансмиссию трактора;

– при разгоне МТА с УДМ в трансмиссии трактора класса 5 минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя увеличилась на 7,2% и более, максимальное значение момента упругой связи снизилось на 24,5%, динамические нагрузки в трансмиссии уменьшились на 21,4%, работа трения фрикциона стала меньше на 25,6% по сравнению с серийным вариантом;

– установка УДМ в трансмиссию трактора устраняет резонансные режимы функционирования МТА в зоне реальных частот колебаний внешней нагрузки (в результате этого амплитуда колебаний поступательной скорости уменьшается на 8%, а производительность агрегата увеличивается свыше 5%);

– на низких частотах колебаний внешней нагрузки при $f < 1,0$ Гц «прозрачность» механизма резко снижается, на частотах $f > 1,0$ Гц «степень прозрачности» УДМ изменяется незначительно, но снижается при уменьшении λ_{η} , что позволяет работать трактору класса 5 при выполнении сельскохозяйственных операций с постоянной частотой вращения коленчатого вала двигателя;

– предлагаемая конструкция УДМ в трансмиссии трактора класса 1,4 способствует снижению колебаний поступательной скорости и позволяет снизить колебания внешней тяговой нагрузки, передающиеся на двигатель в среднем на 15...20 % в полевых условиях и на 30...40 % на твердых устойчивых фонах (бетон, асфальт).

Список литературы

1. Агеев, Л.И. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л.И. Агеев. – Л.: Колос, 1978. – 296 с.
2. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Иофинов, С.А. Определение эксплуатационных параметров и показателей работы агрегатов при вероятностном характере исследуемых величин / С.А. Иофинов, Б.К. Микуберг // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1971. – № 12. – С. 42...46.

4. Поливаев, О.И. Упругодемпфирующий привод на колесных тракторах / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко, А.С. Дурманов, Р.И. Фролов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 3. – С. 11...12.

5. Патент 2222440 Российская Федерация, МПК В60К 17/10. Устройство для снижения жёсткости трансмиссии транспортного средства / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич, Ю.С. Толстоухов, В.Г. Яровой; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО АЧГАА. – № 2002129554/11; заявл. 04.11.2002 // Изобретения. Полезные модели. – 2004. – № 3. – Ч. III. С. 657.

6. Кравченко, В.А. Упругодемпфирующий механизм в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, Д.А. Гончаров, В.В. Дурягина // Сельский механизатор. – 2008. – № 11. С. 40...41.

7. Кравченко, В.А. Математическая модель культиваторного агрегата / В.А. Кравченко, В.Г. Яровой, С.Г. Пархоменко // Адаптивные технологии и технические средства в полеводстве и животноводстве: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 2000. – С. 67...72.

References

1. Ageev, L.I. Osnovy rascheta optimal'nyh i dopustimyh rezhimov raboty ma-shinno-traktornyh agregatov / L.I. Ageev. – L.: Kolos, 1978. – 296 s.

2. Barskij, I.B. Dinamika traktora / I.B. Barskij, V.Ja. Anilovich, G.M. Kut'kov. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 280 s.

3. Iofinov, S.A. Opredelenie jekspluacionnyh parametrov i pokazatelej raboty agregatov pri verojatnostnom haraktere issleduemyh velichin / S.A. Iofinov, B.K. Mikuberg // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1971. – № 12. – С. 42...46.

4. Polivaev, O.I. Uprugodempfirujushhij privod na kolesnyh traktorah / O.I. Polivaev, N.E. Gusenko, A.S. Durmanov, R.I. Frolov // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 3. – С. 11...12.

5. Patent 2222440 Rossijskaja Federacija, MPK V60K 17/10. Ustrojstvo dlja sni-zhenija zhjostkosti transmissii transportnogo sredstva / V.A. Kravchenko, A.A. Sen'ke-vich, S.E. Sen'kevich, Ju.S. Tolstouhov, V.G. Jarovoj; zajavitel' i patentoobladatel' FGOU VPO AChGAA. – № 2002129554/11; zajavl. 04.11.2002 // Izobretenija. Poleznye modeli. – 2004. – № 3. – Ch. III. S. 657.

6. Kravchenko, V.A. Uprugodempfirujushhij mehanizm v transmissii traktora / V.A. Kravchenko, D.A. Goncharov, V.V. Durjagina // Sel'skij mehanizator. – 2008. – № 11. S. 40...41.

7. Kravchenko, V.A. Matematicheskaja model' kul'tivatornogo agregata / V.A. Kravchenko, V.G. Jarovoj, S.G. Parhomenko // Adaptivnye tehnologii i tehnicheckie sredstva v polevodstve i zhivotnovodstve: sb. nauch. tr. / VNIPTIMJeSH. – Zernograd, 2000. – С. 67...72.