

УДК 629.114.2.01

В.Н. Антощенко, И.А. Шевченко

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗГОНА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО АГРЕГАТА С АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Предложена математическая модель сельскохозяйственного агрегата с активными рабочими органами, позволяющая на стадии проектирования оценить нагруженность их приводов.

Ключевые слова: сельскохозяйственный агрегат, активные рабочие органы, привод, динамическая нагрузка.

Введение

Постановка проблемы. Одним из важнейших резервов повышения эффективности сельскохозяйственного производства является выполнение технологических процессов в заданные агротехнические сроки. Большая роль в решении этой задачи отводится сельскохозяйственным машинам с активными рабочими органами с приводом от вала отбора мощности (ВОМ) трактора с передачей на некоторых моделях тракторов до 80% мощности двигателя. В настоящее время недостаточно информации о работе приводов активных рабочих органов сельскохозяйственных машин при выполнении различных технологических процессов.

Таким образом, исследования по обеспечению эффективной работы приводов активных рабочих органов сельскохозяйственных машин являются актуальными для механизации сельскохозяйственного производства Украины.

Анализ последних достижений и публикаций. Анализ результатов известных исследований [1 – 3] по сельскохозяйственным агрегатам с активными рабочими органами позволили установить, что одним из путей повышения эффективности данных агрегатов является совершенствование приводов активных рабочих органов. Известные конструкции данных приводов не обеспечивают плавности разгона активных рабочих органов сельскохозяйственных машин при выполнении различных технологических процессов, что приводит к повышению динамических нагрузок деталей привода и к их разрушению. Исследований в направлении снижения динамических нагрузок приводов активных рабочих органов сельскохозяйственных машин проведено недостаточно.

Целью работы является оценка динамических нагрузок в приводе активных рабочих органов при разгоне сельскохозяйственного агрегата.

Результаты исследований

Решена задача разгона сельскохозяйственного агрегата при установившемся вращении активных рабочих органов. Данная задача типична для уборочных сельхозагрегатов (жатки, комбайны свеклоуборочные, силосоуборочные и т.д.) и решается на пятимассовой модели (рис. 1), обоснованной по известным закономерностям динамики машинных агрегатов и их приводов [4, 5].

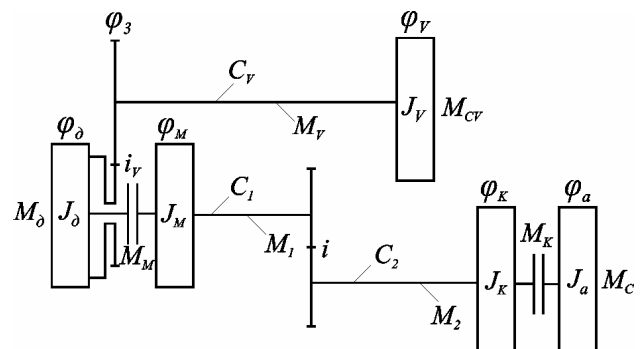


Рис. 1. Динамическая модель разгона сельхозагрегата при установившемся вращении активных рабочих органов:

J_d, J_m, J_k, J_a, J_v – приведенные моменты инерции вращающихся масс двигателя, ведущих масс муфты сцепления, трансмиссии трактора с учетом ведомых масс муфты сцепления, поступательно движущихся масс сельхозагрегата, вращающихся масс активных рабочих органов; $M_d, M_m, M_k, M_c, M_{cv}$ – моменты: крутящий двигателя, трения муфты сцепления, касательных сил движителя, сил сопротивления движению МТА и вращению активных рабочих органов; i, i_v – передаточные числа трансмиссии и редуктора ВОМ; c_1, c_2, c_v – суммарные жесткости валов трансмиссии трактора и привода ВОМ; $\varphi_d, \varphi_m, \varphi_k, \varphi_a, \varphi_v, \varphi_z$ – углы поворота сосредоточенных масс двигателя, муфты сцепления, трансмиссии, сельхозагрегата, активных рабочих органов и привода ВОМ

Для данной модели упругий момент валов привода ВОМ при скоростях изменения $\dot{\varphi}_д$ и $\dot{\varphi}_в$ определяется по зависимости

$$M_v = \frac{c_v}{i_v}(\varphi_d - i_v\varphi_v) + \frac{v_v}{i_v}(\dot{\varphi}_d - i_v\dot{\varphi}_v). \quad (1)$$

В данном случае уравнение разгона сельхозагрегата при установившемся вращении активных рабочих органов сельскохозяйственных машин запишется в виде:

до замыкания муфты сцепления

$$\begin{aligned} J_{д1}\ddot{\varphi}_д &= M_d - M_m - \frac{M_v}{i_v}; \\ J_v\ddot{\varphi}_в &= M_v - M_{cv}; \\ M_1 &= k_c(\varphi_m - i\varphi_k) + v_{тр}(\dot{\varphi}_m - i\dot{\varphi}_k); \\ J_m\ddot{\varphi}_m &= M_m - M_1; \quad M_2 = M_1i; \\ M_k &= \frac{(\eta_{ст0}J_aM_2 + J_kM_c)}{(J_k + \eta_{ст0}J_a)}, \end{aligned} \quad (2)$$

если $M_k \geq M_\phi$, то $M_k = M_\phi$ (ограничение):

$$J_k\ddot{\varphi}_k = M_2 - M_k; \quad J_a\ddot{\varphi}_a = M_k - M_c;$$

после замыкания муфты сцепления первое и четвертое уравнения заменим одним $J_d\ddot{\varphi}_д = M_d - M_1$, где

$$M_1 = k_c(\varphi_d - i\varphi_k) + v_{тр}(\dot{\varphi}_д - i\dot{\varphi}_к); \quad (3)$$

остальные уравнения остаются без изменения, кроме ограничения.

Следует принять условие: если $\omega_k\eta_{ст0} > \omega_d$, то $M_k = M_\phi$, в противном случае M_k определяют по приведенной выше формуле.

По уравнениям (2) и (3) по известным методикам [6] оценивается влияние параметров системы управления ВОМ на показатели разгона сельхозагрегата. В качестве примера выполнен расчет параметров разгона трактора Т-150К-09 с силосоуборочным комбайном КСС-2,6А. Исходные данные для алгоритма приведены в табл. 1.

Результаты расчета показателей разгона агрегата Т-150К-09 – КСС-2,6А приведены на рис. 2.

Анализ данного рисунка показывает, что разгон трактора Т-150К-09 при агрегатировании с комбайном КСС-2,6А начинается с момента включения муфты сцепления. При сухой муфте сцепления, установленной на тракторе Т-150К-09, развиваемый ею момент трения $M_{т,д}$ меньше статического $M_{т,с}$. В момент равенства $M_{т,д} = M_{т,с}$ происходит разгон ведомых масс агрегата, вследствие чего повышается угловая скорость ω_a ведущих колес трактора и уменьшается угловая скорость ω_d коленчатого вала двигателя. В связи с тем, что коленчатый вал двигателя связан упругим валом с вращающимися рабочими органами комбайна, упругий момент привода ВОМ при разгоне агрегата уменьшается.

Таблица 1
Исходные данные к алгоритму расчета показателей разгона агрегата Т-150К-09 – КСС-2,6А

Показатель	Единица измерения	Значение
Масса трактора	кг	8200
Масса комбайна КСС-2,6А	кг	1230
Радиус ведущего колеса трактора	м	0,64
КПД трансмиссии трактора		0,92
Номинальный крутящий момент	Н·м	540
Коэффициент сцепления двигателя с почвой		0,854
Коэффициент запаса муфты сцепления		3,2
Передаточное отношение между валом двигателя и ВОМ		2,05
Коэффициент демпфирования	Н·м·с/рад	12
Момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей муфты сцепления	кг·м ²	3,6
Момент инерции вращающихся частей трансмиссии и ведущих колес трактора	кг·м ²	1,41
Момент инерции ведомых частей муфты сцепления и жестко связанных с валом муфты частей трансмиссии	кг·м ²	0,177
Момент инерции вращающихся частей активных рабочих органов комбайна	кг·м ²	0,94
Суммарная жесткость валов ВОМ	Н·м/рад	1,2·10 ⁴

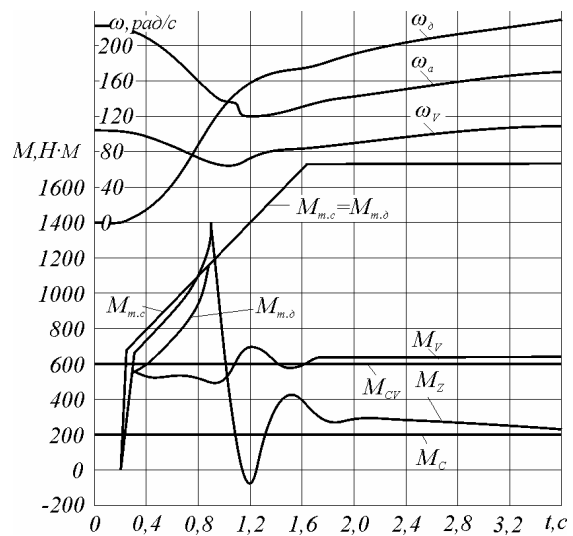


Рис. 2. Параметры разгона трактора Т-150К-09 с силосоуборочным комбайном КСС-2,6А при установившемся вращении рабочих органов:

$\omega_d, \omega_a, \omega_v$ – угловые скорости коленчатого вала двигателя, ведущих колес трактора, активных рабочих органов; $M_{т,д}, M_{т,с}, M_{св}$ – момент трения муфты ВОМ, динамический и статический, статический упругий моменты привода ВОМ; M_c, M_2, M_v – моменты сил сопротивления движению агрегата, упругого момента трансмиссии трактора и привода ВОМ

После замыкания муфты сцепления трактора и начального повышения угловой скорости ω_d колен-

чатого вала двигателя упругий момент M_v привода ВОМ увеличивается, что вызывает повышение угловой скорости ω_v рабочих органов комбайна до установившегося значения. На основе этого можно сделать вывод, что разгон сельхозагрегата при установившемся вращении активных рабочих органов вызывает изменение не только угловой скорости ВОМ, но и его нагруженности.

Выполненные расчеты по оценке параметров разгона трактора Т-150К-09 при агрегатировании с комбайном КСС-2,6А при различной жесткости привода ВОМ и номинальном моменте 600 Н·м показывают, что с увеличением жесткости привода ВОМ его динамическая нагруженность возрастает и достигает максимума при жесткостях 200...350 Н·м/рад (рис. 3). Параметры разгона сельхозагрегата оценены по коэффициентам динамических нагрузок $K_{dv} = M_{max} / M_{cp}$ и снижения угловой скорости ведомого вала ВОМ $K_{\omega v} = \omega_{max} / \omega_{cp}$, где $M_{max}, \omega_{max}; M_{cp}, \omega_{cp}$ – значения моментов и угловой скорости соответственно максимальные и средние.

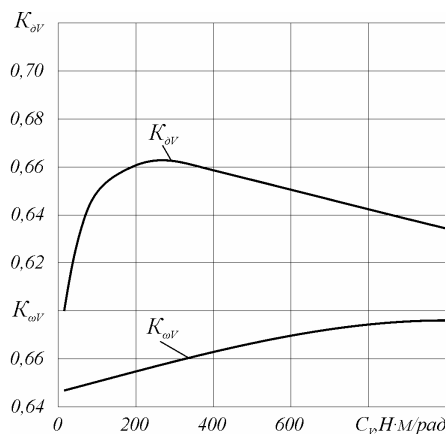


Рис. 3. Влияние суммарной жесткости C_v на коэффициенты динамической нагруженности K_{dv} и снижения угловой скорости $K_{\omega v}$ привода ВОМ при разгоне трактора Т-150К-09 с комбайном КСС-2,6А

Увеличение момента инерции двигателя $J_{д1}$ приводит к уменьшению угловых скоростей $\omega_{д}$ и

(см. рис. 2), а, следовательно, и к повышению динамических нагрузок ВОМ. При жесткостях привода ВОМ меньше $C_v < 200$ Н·м/рад уменьшение угла закручивания приводимых валов ВОМ вызывает существенно меньшее изменение упругого момента M_v привода ВОМ, чем такое же изменение угла закручивания при больших жесткостях C_v . Этим можно объяснить существенное снижение динамических нагрузок привода ВОМ при разгоне агрегата при малых значениях C_v .

Вывод

Выбор оптимальной жесткости привода ВОМ трактора Т-150К-09 при агрегатировании с комбайном КСС-2,6А позволяет уменьшить динамические нагрузки в системе отбора мощности на 5...6%.

Список литературы

1. Островерхов Н.Л. Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин / Н.Л. Островерхов, И.К. Русецкий, А.И. Бойко. – Минск: Наука и техника, 1977. – 280 с.
2. Исследование нагруженности двухскоростного механизма ВОМ трактора / Г.И. Скундин, И.И. Вайценфельд, А.П. Доброхлебов, В.В. Мудраков // Тракторы и сельхозмашины. – 1974. – № 5. – С. 11-13.
3. Флик В.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин / В.П. Флик. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
4. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
5. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машине со многими массами / А.Н. Голубенцев. – М.: Машиз, 1959. – 208 с.
6. ОСТ В3-1403-80. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах. – Введ. 01.01.80. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 44 с.

Поступила в редколлегию 2.12.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.А. Подригало, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОЗГОНУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО АГРЕГАТУ З АКТИВНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

В.М. Антощенко, І.О. Шевченко

Запропоновано математичну модель сільськогосподарського агрегату з активними робочими органами, що дозволяє на стадії проектування оцінити навантаженість їх приводів.

Ключові слова: сільськогосподарський агрегат, активні робочі органи, привід, динамічне навантаження.

MATHEMATICAL DESIGN OF ACCELERATION OF AGRICULTURAL AGGREGATE WITH ACTIVE WORKINGS ORGANS

V.N. Antoschenkov, I.A. Shevchenko

The mathematical model of agricultural aggregate with active workings organs, allowing on the stage of planning to estimate loading of their drives, is offered.

Keywords: agricultural aggregate, active workings organs, drive, dynamic loading.