

УДК 629.114:631.33.06.001.57

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЯГОВО-ПРИВОДНЫХ АГРЕГАТОВ

Н. А. БОРИСОВ

(Кафедра тракторов, автомобилей и ЭМТП)

Современный уровень развития агротехники требует значительного увеличения производительности машинно-тракторных агрегатов (МТА) для внесения органических удобрений, что связано с увеличенным грузоподъемности и, как следствие, масс машин.

С повышенном энергонасыщенности тракторов возрастает интенсивность динамических процессов, что оказывает существенное влияние на эксплуатационные показатели МТА. Классическая теория трактора не дает возможности анализировать динамические процессы трактора при внесении удобрений с учетом динамики трогания и разгона агрегата и агротребований.

Разгон является одним из наиболее тяжелых режимов работы МТА. Состояние методических и теоретических разработок в этой области в значительной мере влияет на технический уровень тракторов. Вопросам теории трогания и разгона было посвящено много работ выдающихся советских ученых и их учеников [1—5, 8—10]. Однако большинство исследователей рассматривали процесс трогания и разгона на тяге [1, 4, 6, 9, 10]. Работы же, учитывающие включение вала отбора мощности (ВОМ), обладали общим недостатком: зависимости, описывающие этот процесс, имели либо постоянное значение, либо были линеаризованы [3, 8].

Внесение удобрений, как правило, происходит в сложных почвенных условиях. Движение агрегата осуществляется по переувлажненной почве с низкой несущей способностью и сопровождается интенсивным буксованием и колеобразованием, разрушением микроструктуры почвы. В соответствии с принятой технологией внесения удобрений и рекомендациями по соответствующим машинам для обеспечения равномерности внесения удобрений предусматривается остановка МТА перед началом разбрасывания. Процесс трогания МТА сопровождается включением ВОМ, что оказывает значительное влияние на загрузку двигателя и может вызвать его заглохание. Указанные выше условия работы МТА были учтены при разработке методики моделирования динамики тягово-приводных агрегатов. Рассмотрению этой методики и посвящена данная статья.

Нами предпринята попытка возможно более точного математического описания процессов трогания и разгона. Для этой цели была разработана 5-массовая динамическая модель с 3 муфтами и 1 кинематической парой, математически имитирующая работу МТА: I_1 — момент инерции вращающихся частей двигателя и ведущей части муфты сцепления; I_2 — момент инерции вращающихся частей трансмиссии, приведенных к ведомому валу муфты сцепления. Сюда входят все вращающиеся массы коробки

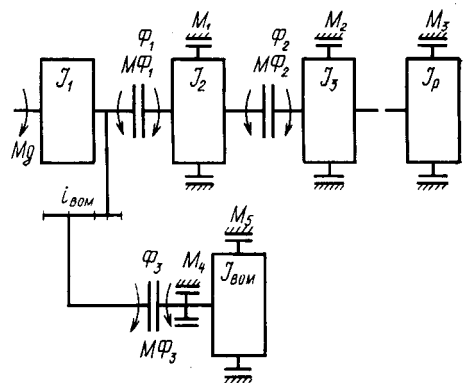
передач на данной передаче, карданных валов, колес, главной передачи, колесных редукторов, раздаточной коробки. Момент инерции I_1 соединен с I_2 через фрикционную муфту Φ_1 , имитирующую главную муфту сцепления трактора. Момент инерции I_3 имитирует поступательно движущуюся массу трактора; I_p — момент инерции поступательно движущегося разбрасывателя удобрений; $I_{вож}$ — момент инерции вала отбора мощности трактора и суммарный момент инерции движущихся частей разбрасывателя. Учет упругости элементов трансмиссии оказывает незначительное влияние на время и путь разгона агрегата [1, 4, 6], поэтому динамическая модель не учитывает податливость элементов трансмиссии.

В качестве оценочных измерителей процесса трогания и разгона агрегата приняты: минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, продольное ускорение, время разгона, путь разгона, буксование движителей.

Для разбрасывания твердых органических удобрений на ВОМ требуется до 30 % мощности двигателя, особенно в начальный период трогания рабочих органов, когда емкость разбрасывателя полностью загружена. Трактор оснащен независимым приводом ВОМ, поэтому программой исследований предусматривалось два варианта разгона: одновременный и поэтапный. В первом случае одновременно включаются муфты ВОМ и сцепления при различных сочетаниях темпов их включения и моментов инерции разбрасывателя удобрений. Во втором случае момент включения муфты ВОМ наступает раньше момента включения муфты сцепления.

Моделирование разгона проводилось также при различных моментах инерции прицепов.

Динамическая модель МТА показана на рисунке.



Динамическая схема тягово-приводного агрегата (экспликация в тексте).

Момент инерции I_1 находится под действием ведущего момента, развиваемого двигателем, и тормозного момента Φ_1 . Для I_2 ведущим является момент, передаваемый главной муфтой, тормозящими — момент сопротивления трансмиссии и фрикционный момент на муфте Φ_2 , имитирующей сцепление ведущих колес с почвой. I_3 находится под действием ведущего момента Φ_2 .

Тормозом для I_3 являются момент сопротивления перекачиванию трактора и момент сопротивления перекачиванию прицепа разбрасывателя, когда зазор в сцепке отсутствует. При наличии зазора тормозной момент равен M_2 до выбора зазора в сцепке.

Для $I_{\text{с.о.м}}$ баланс моментов выглядит следующим образом: ведущим является момент на муфте ВОМ, а тормозящими — момент сопротивления редуктора ВОМ и момент сопротивления твердых органических удобрений.

Математическая модель предусматривала несколько вариантов как совместного, так и поэтапного разгона и описывалась применением уравнения Лагранжа 2-го рода. Для каждого элемента динамической модели система дифференциальных уравнений, адекватно описывающих процесс, представлена ниже.

При одновременном разгоне, когда начало включения муфты сцепления совпадает с моментом включения муфты ВОМ,

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{I_1} \left(M_{\partial} - M_{\Phi_1} - \frac{M_5}{i_{\theta}} \right) & 0 \leq t < t_{\text{вк}}; \\ \frac{1}{(I_2 + I_3)} \left(M_{\partial} - M_1 - \frac{M_5}{i_{\theta}} - \frac{M_{\Phi_2}}{i_{mp}} \right) & t_{\text{вк}} \leq t < t_{\text{вб}}; \\ \frac{1}{I_1 + I_2 + \frac{I_{\text{с.о.м}}}{i_{\theta}^2}} \left(M_{\partial} - M_1 - M_4 - M_5 - \frac{M_{\Phi_2}}{i_{mp}} \right) & t_{\text{вб}} \leq t < t_{yc}; \end{cases} \quad (1)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{1}{I_2} \left(M_{\Phi_1} - \frac{M_{\Phi_2}}{i_{mp}} - M_1 \right) \quad 0 \leq t < t_{\text{вк}}; \quad (2)$$

$$\frac{d\omega_3}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{I_3} (M_{\Phi_2} - M_2) & 0 \leq t < t_3; \\ \frac{1}{(I_3 + I_p)} (M_{\Phi_2} - M_2 - M_3) & t_3 \leq t < t_{yc} \end{cases} \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{1}{I_{\text{с.о.м}}} (M_{\Phi_3} - M_4 - M_5) \quad 0 \leq t < t_{\text{вб}}. \quad (4)$$

Технология внесения удобрений, при которой обеспечивается высокое качество работ, предусматривает поэтапный разгон,

описываемый следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{I_1} \left(M_{\partial} - \frac{M_{\Phi_2}}{i_{\theta}} \right) & 0 \leq t < t_{\text{вб}}; \\ \frac{1}{\left(I_1 + \frac{I_5}{i_{\theta}^2} \right)} \cdot (M_{\partial} - M_4 - M_5 - M_{\Phi_1}) & t_{\text{вб}} \leq t < t_{\text{вк}}; \\ \frac{1}{\left(I_1 + \frac{I_5}{i_{\theta}^2} + I_2 \right)} \left(M_{\partial} - M_4 - \frac{M_5}{i_{\theta}} - M_1 - \frac{M_{\Phi_2}}{i_{mp}} \right) & t_{\text{вк}} \leq t < t_{yc}; \end{cases} \quad (5)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{1}{I_2} \left(M_{\Phi_1} - \frac{M_{\Phi_2}}{i_{mp}} - M_1 \right) \quad 0 \leq t < t_{\text{вк}}; \quad (6)$$

$$\frac{d\omega_3}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{I_3} (M_{\Phi_2} - M_2) & t < t_3; \\ \frac{1}{(I_3 + I_p)} (M_{\Phi_2} - M_2 - M_3) & t_3 \leq t_{yc}; \end{cases} \quad (7)$$

$$\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{1}{I_{\text{с.о.м}}} (M_{\Phi_3} - M_4 - M_5) \quad t < t_{\text{вб}}, \quad (8)$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ — угловые скорости условного вала соответственно двигателя, трансмиссии, трактора, вала отбора мощности; M_{∂} — крутящий момент двигателя;

$M_{\Phi_1}, M_{\Phi_2}, M_{\Phi_3}$ — моменты: передаваемый главной муфтой сцепления, фрикционный, имитирующий буксование ведущих колес трактора и передаваемый муфтой ВОМ; M_1, M_2, M_3, M_4, M_5 — моменты сопротивления соответственно трансмиссии трактора, перекачиванию трактора, перекачиванию прицепа, ВОМ, твердого органического удобрения; t — текущее время; $t_{\text{вб}}, t_{\text{вк}}, t_3$ — соответственно время включения ВОМ, главной муфты сцепления и время, при котором ликвидируется зазор в сцепке.

Процесс трогания и разгона характеризуется сложным взаимодействием ряда факторов, при которых снижаются обороты двигателя.

Момент двигателя согласно исследованиям [2] описывается кривой вида:

$$M_{\partial} = A + B h_p + B h_p^2 + D \omega_1 + \Gamma \omega_1^2 + E h_p \omega_1^2 + I h_p^2 \omega_1, \quad (9)$$

где A, B, B, D, Γ, E, I — коэффициенты, отражающие характеристику двигателя; h_p — положение рычага регулятора.

Момент, передаваемый муфтой сцепления, выражается формулой

$$M_{\Phi_1} = \mu Q_{np} R_{cp} i, \quad (10)$$

где M_{Φ_1} — момент трения скольжения; Q_{np} — усилие нажимных пружин; i — число пар трения; R_{cp} — средний радиус трения;

μ — коэффициент трения скольжения.

В общем случае

$$\mu = f(T; \omega_{от}),$$

где T — температура поверхностей пар трения; $\omega_{от}$ — относительная скорость скольжения ведущих и ведомых фрикционных дисков в дуге рабочего интервала угловых скоростей трансмиссии.

В нашей модели μ аппроксимировалось выражением

$$\mu = A_1 \omega_{от}^2 + B_1 \omega_{от} + C_1, \quad (11)$$

где A_1, B_1, C_1 — коэффициенты, характеризующие материал дисков трения муфты.

$$Q_{np} = Q_{np, макс} \cdot \frac{t}{t_{ок}}, \quad (12)$$

где t — текущее значение времени.

Момент, передаваемый муфтой вала отбора мощности, выражается следующей зависимостью

$$M_{\phi_3} = \mu_{\phi} q R_{ср} \delta i, \quad (13)$$

где q — давление масла в полости бустера: $q = q_{макс} t / t_{вс}$; $R_{ср}$ — средний радиус фрикционных дисков.

$$\mu_{\phi} = A_2 \omega_{от, \phi}^2 + B_2 \omega_{от, \phi} + C_2, \quad (14)$$

A_2, B_2, C_2 — коэффициенты, характеризующие материал фрикционных дисков ВОМ; $\omega_{от, \phi}$ — относительная скорость скольжения ведомых и ведущих дисков ВОМ.

M_1 для каждой передачи аппроксимируется выражением

$$M_1 = A_4 \omega_2 + C_4. \quad (15)$$

Взаимодействие ведущих колес с почвой нашло свое отражение в ряде работ [1, 2, 4, 5, 10]. Тяговый момент на колесах зависит от многих факторов: нагрузки на колеса, параметров трактора, почвенного фона, влажности почвы. Для расчетов была принята зависимость из [5]

$$M_{\phi_2} = M_{макс} (1 - e^{-\beta |\delta|}), \quad (16)$$

где δ — буксование трактора, β и $M_{макс}$ — константы аппроксимации. Указанные константы получены в результате экспериментальных исследований, проведенных нами на стерне и почве, подготовленной под посев, при двух влажностях.

Буксование ведущих колес трактора

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2}. \quad (17)$$

Момент сопротивления перекачиванию трактора на фонах, допускающих повышенное буксование, есть функция в общем случае буксования, скорости поступательного движения трактора, фона, нагрузки на колеса и ряда других факторов. Были проведены экспериментальные исследования для колесного трактора класса 30 кН, M_2 аппроксимировался выражением

$$M_2 = A_5 + B_5 \omega_3. \quad (18)$$

Прицеп-разбрасыватель проходит по колее трактора, и в диапазоне от 0 до 8—9 км/ч сопротивление перекачиванию изменялось незначительно, поэтому M_3 прицепа принимался постоянным и учитывался

$$M_3 = G_{np} R_{ок} f_{nep}, \quad (19)$$

где G_{np} — масса прицепа; $R_{ок}$ — радиус колес трактора; f_{nep} — коэффициент перекачивания, принятый для двух фонов с учетом прохождения прицепа по колее трактора.

Момент сопротивления вала отбора мощности в диапазоне частот вращения от 0 до 1028 об/с изменялся мало, поэтому в расчетах мы приняли $M_4 = const$.

Момент, обусловленный сопротивлением твердых органических удобрений в процессе разбрасывания, зависит от конструкции рабочих органов, массы удобрений в кузове разбрасывателя и скорости вращения ВОМ. После проведенных исследований M_5 учитывался как $M_5 = f(\omega_4)$ и выражался зависимостью

$$M_5 = A_6 \omega_4 + C_6. \quad (20)$$

Решение составленных нами дифференциальных уравнений осуществлялось на ЭВМ ЕС-1055 с использованием метода Хеминга. В результате были получены модели процессов трогания и разгона МТА класса 30 кН, которые с достаточной точностью соответствовали результатам лабораторно-полевых испытаний натурального агрегата.

Разработанная математическая модель может быть использована как при проектировании новых, так и при исследовании существующих тягово-приводных агрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутьков Г. М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. — 2. Вернигор В. А. Исследование переходных процессов в машинно-тракторном агрегате при переключении передач на ходу. — Автореф. канд. дис. Харьков, 1975. — 3. Джавадов Р. Д. Исследование разгона энергонасыщенного трактора 30 кН с комбинированным почвообрабатывающим агрегатом. — Автореф. канд. дис. М., 1977. — 4. Елизаров В. П., Кутьков Г. М., Шлуфман М. М. Исследование динамики машинно-тракторного агрегата на аналоговых вычислительных машинах. — Тр. ВИМ, 1964, т. 38, ОНТИ — ГОСНИТИ, с. 158. — 5. Кацыгин В. В., Горин Г. С., Зенькович А. А., Кидалинская Г. В., Неверов А. И., Ор-

да А. Н. Под ред. М. М. Севернева. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для с.-х. производства. М.: Наука и техника, 1982. — 6. Кутьков Г. М. Тяговая динамика трактора. М.: Машиностроение, 1980. — 7. Лурье А. В. Статистическая динамика с.-х. агрегатов. М.; Л.: Колос, 1970. — 8. Львов Е. Д. Теория трактора. М.: Машгиз, 1952. — 9. Михайловский В. А. Исследование и выбор оптимальных режимов разгона машинно-тракторного агрегата. — Автореф. канд. дис. Харьков, 1979. — 10. Шевцов В. Т. Исследование влияния динамики разгона колесного класса 75 кН и его рациональное агрегатирование. — Автореф. канд. дис. М., 1974.

Статья поступила 27 апреля 1983 г.