

ФОРМИРОВАНИЕ ДВИЖУЩЕЙ СИЛЫ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

FORMATION THE DRIVING FORCE OF WHEELED AND CATERPILLAR MACHINE-TRACTOR UNITS

М.М. МАХМУТОВ, д.т.н.
Ю.Р. ХИСМАТУЛЛИНА, к.фил.н.

Российский государственный аграрный заочный университет, Балашиха, Россия,
mansur.mahmutov@yandex.ru

M.M. MAKHMUTOV, DSc in Engineering
YU.R. KHISMATULLINA, PhD

Russian State Agrarian Correspondence University, Balashikha, Russia, mansur.mahmutov@yandex.ru

На основании существующих зависимостей, описывающих тягово-сцепные свойства колесных и гусеничных машинно-тракторных агрегатов, теоретических и экспериментальных исследований получена модель формирования движущей силы тяги агрегатов в зависимости от веса трактора, сцепных свойств движителя, распределения нагрузки и буксования движителя. Анализ расчетных коэффициентов показывает значительный разброс значений, что вызывает затруднения в использовании при расчетах. Для этого необходимо знать их значения при каждом взаимодействии тракторного движителя с почвой. Одни и те же значения буксования можно получить при различных значениях коэффициентов. Задача упрощается, если данные зависимости будут иметь один коэффициент. При проведении полевых исследований разработан активный эксперимент: уровни варьирования факторов изменяли целенаправленно в зависимости от условий проведения каждого опыта. Были реализованы композиционные В-планы (планы Бокса) второго порядка. В качестве варьируемых факторов были выбраны следующие показатели: коэффициент использования сцепного веса, коэффициент сцепления и вес трактора. Работы проводились по плану матрицы трехфакторного эксперимента. В качестве агрофона служили свежеспаханное поле, стерня и влажный луг с коэффициентами сцепления, соответственно, 0,50, 0,65 и 0,80. Силу сопротивления движению фиксировали динамометром при буксировке тракторов МТЗ-82, МТЗ-2022 и МТЗ-3022 ДЦ.1 на нейтральной передаче на различных агрофонах. Усилия на крюке изменяли за счет переключения передач в коробке передач буксируемого тягача, двигатель которого работал в режиме компрессора. Коэффициент сцепления определяли при полностью заторможенных колесах трактора и буксировкой его с помощью тягача при одновременном измерении усилия на сцепке с помощью динамометра. Полученная модель формирования движущей силы тяги колесных и гусеничных машинно-тракторных агрегатов учитывает вес трактора, сцепные свойства движителей, распределения нагрузки, буксование и имеет минимальное количество экспериментальных коэффициентов, что делает ее более доступной и легко применяемой для инженерных расчетов.

Ключевые слова: сила тяги, буксование, колесо, движитель, почва, экспериментальный коэффициент, крюковая нагрузка, сила сопротивления движению, коэффициент распределения нагрузки колес, сцепление колеса с почвой, вес трактора, опыт, экспериментальные исследования.

On the basis of existing dependencies describing the traction-coupling properties of wheeled and caterpillar machine-tractor units, theoretical and experimental investigations, a model of the formation of the driving traction force of units depending on the weight of the tractor, coupling properties of the propulsion unit, load distribution and propulsion slipping is obtained. The analysis of calculated coefficients shows a considerable variation of values, which causes difficulties in using in the calculations. Therefore it's necessary to know their values at each interaction of the tractor propulsion unit with the soil. The same values of slipping can be obtained with different values of the coefficients. The task is simplified if data of this dependence have the same coefficient. During field investigations an active experiment was developed i.e. the levels of factors variation changed purposefully depending on the conditions of conducting each experiment. Composite B-plans (Box-design) of the second order were realized. The following parameters were chosen as the variable factors: the coefficient of the using coupling weight, the coefficient of traction and the weight of the tractor. The works were conducted according to the plan of the three-factor experiment matrix. As the agricultural field were a freshly plowed field, a stubble field and a wet meadow, with the coefficients of traction of 0,50, 0,65 and 0,80 respectively. The value of resistance to movement was fixed by a dynamometer during towing tractors MTZ-82, MTZ-2022 and MTZ-3022 DC.1 in neutral on the various agricultural fields. Efforts on the hook were changed by shifting gears in the gearbox of a towed tractor whose engine operated in the compressor mode. The coefficient of traction was determined with completely braked wheels of the tractor and towing it with a towing vehicle during simultaneously measuring the force on the coupling with the help of a dynamometer. The obtained model of driving force formation for wheeled and tracked machine-tractor units takes into account the weight of the tractor, coupling properties of propulsion units, load distribution, slipping and has a minimum number of experimental coefficients, which makes it more accessible and easily used for engineering calculations.

Keywords: propulsive force, slipping, wheel, propulsion unit, soil, experimental coefficient, hook load, drag force, wheel load distribution coefficient, wheel coupling to soil, tractor weight, experience, experimental investigations.

Введение

В настоящее время известно более полусотни математических моделей, описывающих взаимодействие колесного движителя с почвой [1]. Большая часть из них создана в результате наложения экспериментальных кривых буксования и определения расчетных коэффициентов, зависящих от марки трактора, типа ходовой системы, состояния почвы, агрофона и т.д. [2].

Анализ расчетных коэффициентов показывает значительный разброс значений, что вызывает затруднения в использовании при расчетах. Для этого необходимо знать их значения при каждом взаимодействии тракторного движителя с почвой. Одни и те же значения буксования можно получить при различных значениях коэффициентов. Задача упрощается, если данные зависимости будут иметь один коэффициент [3].

Цель исследования

Целью исследования является определение модели формирования движущей силы тяги колесных машинно-тракторных агрегатов при минимальном количестве экспериментальных коэффициентов.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Существующие программы регрессионного анализа типа Regress от ENEK Group или Advanced Grapher не позволили подобрать функцию по графической зависимости взаимодействия движителя с почвой за счет одного экспериментального коэффициента. Однако, используя возможности программы Mathcad, получили следующее выражение движущей силы тяги машинно-тракторного агрегата (МТА):

$$P_k = \frac{\delta_k G_{\text{сц}}}{a + \delta_k (1 - a)}, \quad (1)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н; δ_k – коэффициент буксования; $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес трактора, Н; a – экспериментальный коэффициент, зависящий от марки трактора, типа ходовой системы, состояния почвы и агрофона.

Касательную силу тяги можно определить также как сумму крюковой нагрузки и силы сопротивления движению, тогда экспериментальный коэффициент a определится из выражения (1):

$$a = \frac{\delta_k (P_{\text{кр}} + P_f - \lambda \varphi_{\text{сц}} G_{\text{тр}})}{(P_{\text{кр}} + P_f)(\delta_k - 1)}, \quad (2)$$

где $P_{\text{кр}}$ – крюковая нагрузка, Н; P_f – сила сопротивления движению, Н; λ – коэффициент распределения нагрузки колес, $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления колеса с почвой; $G_{\text{тр}}$ – вес трактора, Н.

Анализ выражения (2) показывает, что экспериментальный коэффициент a зависит от нескольких факторов. Коэффициенты сцепления и буксования зависят от типа и параметров ходовой системы, физико-механических свойств почвы и режимов нагрузки на движитель. Крюковая нагрузка определяется тяговым сопротивлением сельскохозяйственной машины и орудия. Сила сопротивления движению зависит от параметров колеса, внутришинного давления, твердости почвы, веса трактора. Сцепной вес зависит от массы агрегата и нагрузки, приходящей на ведущие колеса трактора [4].

Полученная аналитическим путем зависимость экспериментального коэффициента a (2) позволяет организовать экспериментальные исследования на примере колесных тракторов типа «Беларусь» МТЗ-82, МТЗ-2022 и МТЗ-3022 ДЦ.1 с ориентировочным весом, соответственно, 40, 70 и 100 кН.

При проведении полевых исследований разработан активный эксперимент: т.е. уровни варьирования факторов изменяли целенаправленно в зависимости от условий проведения каждого опыта. Были реализованы композиционные В-планы (планы Бокса) второго порядка. В качестве варьируемых факторов были выбраны следующие показатели: коэффициент использования сцепного веса X_1 ($\varphi_k = P_k / G_{\text{сц}}$), коэффициент сцепления X_2 ($\varphi_{\text{сц}}$) и вес трактора X_3 ($G_{\text{тр}}$) (табл. 1). Работы проводились по плану матрицы трехфакторного эксперимента. В качестве агрофона служили свежеспаханное поле, стерня и влажный луг, с коэффициентами сцепления, соответственно, 0,50, 0,65 и 0,80.

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов

Наименование уровней	Обозначение	Факторы		
		X_1	X_2	X_3 , кН
Нижний	-1	0,3	0,50	40
Центральный	0	0,5	0,65	70
Верхний	+1	0,7	0,80	100
Интервал варьирования	ΔX	0,2	0,15	30

Переход фактических уровней к кодированному производился по формулам:

$$X_1 = \frac{\varphi_K - 0,5}{0,2}; X_2 = \frac{\varphi_{\text{сц}} - 0,65}{0,15}; X_3 = \frac{G_{\text{тр}} - 70}{30}.$$

С целью измерения и регистрации параметров при исследовании тягово-сцепных свойств колесного движителя использовали малогабаритный прибор для энергооценки МТА-ЭМА-П. Питание прибора осуществлялось от аккумуляторной батареи. Прибор одновременно регистрирует сигналы с восьми аналоговых и двенадцати дискретных датчиков. Сигналы во время опыта фиксировались в памяти и по окончании опыта выводились на индикатор прибора. Повторность опытов была трехкратной.

Силу сопротивления движению определяли буксировкой тракторов МТЗ-82, МТЗ-2022 и МТЗ-3022 ДЦ.1 на нейтральной передаче, соответственно, на различных агрофонах динамометром. Необходимую крюковую нагрузку для каждого опыта определяли по формуле:

$$P_{\text{кр}} = \varphi_K \lambda \varphi_{\text{сц}} G_{\text{тр}} - P_f.$$

Усилия на крюке изменяли за счет переключения передач коробки передач буксируемого тягача, двигатель которого работал в режиме компрессора. Коэффициент сцепления определяли при полностью заторможенных колесах трактора и буксировки его с помощью

тягача при одновременном измерении усилия на сцепке с помощью динамометра. Отношение этого усилия к полному весу буксируемого трактора представляет собой коэффициент сцепления [5–7].

С целью сведения к минимуму влияния неуправляемых факторов порядок проведения опытов рандомизировали следующим образом: 4, 5, 7, 8, 15, 6, 12, 9, 11, 1, 14, 2, 10, 13, 3 (табл. 2). Влияние исследуемых параметров на величину экспериментального коэффициента a оценивалось после обработки результатов опытов по разработанному алгоритму.

Сравнение коэффициентов регрессии при факторах, рассчитанных по плану второго порядка с соответствующим доверительным интервалом, показывает, что влияние на величину коэффициента a оказывает фактор коэффициента сцепления. Остальные параметры не влияют на значения коэффициента a (табл. 3). Влияния квадратов и факторов при парных взаимодействиях значений коэффициентов регрессии в условиях проведения экспериментальных исследований имели показатели ниже доверительного интервала и поэтому исключаются из уравнения.

Таким образом, модель, отражающая в закодированном виде влияние значимых факторов на величину коэффициента a , будет иметь вид:

$$a = 0,125 - 0,075 X_2. \quad (3)$$

Таблица 2

Результат обработки экспериментальных данных

№ опыта	Факторы и их уровни							
	φ_K	$\varphi_{\text{сц}}$	$G_{\text{тр}}$, кН	$G_{\text{сц}}$, кН	P_f , кН	$P_{\text{к}}$, кН	$\delta_{\text{к}}$, %	a
1	2	3	4	5		6	7	8
1	0,3	0,5	40	20	5,4	0,6	8	0,20
2	0,7	0,5	40	20	5,4	8,6	31	0,21
3	0,3	0,8	40	32	1,9	7,7	2	0,05
4	0,3	0,5	100	50	13,5	1,5	8	0,20
5	0,5	0,8	40	32	1,9	20,5	11	0,05
6	0,3	0,8	100	80	4,8	19,2	3	0,05
7	0,7	0,5	100	50	13,5	21,5	32	0,19
8	0,7	0,8	100	80	4,8	51,2	10	0,06
9	0,3	0,65	70	45,5	6,4	11,8	5	0,12
10	0,7	0,65	70	45,5	6,4	25,4	23	0,13
11	0,5	0,5	70	35	9,5	8,1	17	0,20
12	0,5	0,8	70	56	3,4	24,6	5	0,04
13	0,5	0,65	40	26	3,7	9,3	11	0,13
14	0,5	0,65	100	65	9,2	23,4	12	0,12
15	0,5	0,65	70	45,5	6,4	16,3	11	0,12

Таблица 3

Коэффициенты уравнения регрессии экспериментального коэффициента a

№ п/п	Наименование коэффициентов	Обозначение	Значение
1	Свободный член	B_0	0,125
Коэффициенты при факторах			
2	Коэффициент использования сцепного веса, φ_K	B_1	0
3	Коэффициент сцепления, $\varphi_{сц}$	B_2	-0,175
4	Вес трактора, $G_{тр}$	B_3	0
Коэффициенты квадратов при факторах			
6	Коэффициент использования сцепного веса, φ_K	B_{11}	$2,5 \cdot 10^{-8}$
7	Коэффициент сцепления, $\varphi_{сц}$	B_{22}	$2,5 \cdot 10^{-8}$
8	Вес трактора, $G_{тр}$	B_{33}	$2,5 \cdot 10^{-8}$
Коэффициенты факторов при парных взаимодействиях			
10	φ_K и $\varphi_{сц}$	B_{12}	0
11	φ_K и $G_{тр}$	B_{13}	0
13	$\varphi_{сц}$ и $G_{тр}$	B_{23}	0

Перейдя из кодированной формы записи выражения (3), получим окончательную формулу экспериментального коэффициента a для колесных тракторов в зависимости от коэффициента сцепления:

$$a = 0,45 - 0,5\varphi_{сц} \quad (4)$$

С увеличением коэффициента сцепления на 0,1 экспериментальный коэффициент a для колесных тракторов снижается по пропорциональной зависимости и составляет 0,05 (рис. 1).

Подставим выражение (4) в формулу (1), получим выражение для движущей силы тяги колесного МТА:

$$P_K = \frac{\delta_K \lambda \varphi_{сц} G_{тр}}{(0,45 - 0,5\varphi_{сц}) + \delta_K (0,55 + 0,5\varphi_{сц})}$$

Аналогично, проведя исследования МТА на гусеничном ходу, получили следующую формулу экспериментального коэффициента a для гусеничных тракторов в зависимости от коэффициента сцепления:

$$a = 0,17 - 0,13 \varphi_{сц} \quad (5)$$

С увеличением коэффициента сцепления на 0,1 экспериментальный коэффициент a для гусеничных тракторов снижается по пропорциональной зависимости и составляет 0,02 (рис. 1).

Подставив выражение (5) в (1), получим выражение для движущей силы тяги гусеничного МТА:

$$P_K = \frac{\delta_K \lambda \varphi_{сц} G_{тр}}{(0,17 - 0,13\varphi_{сц}) + \delta_K (0,83 + 0,13\varphi_{сц})}$$

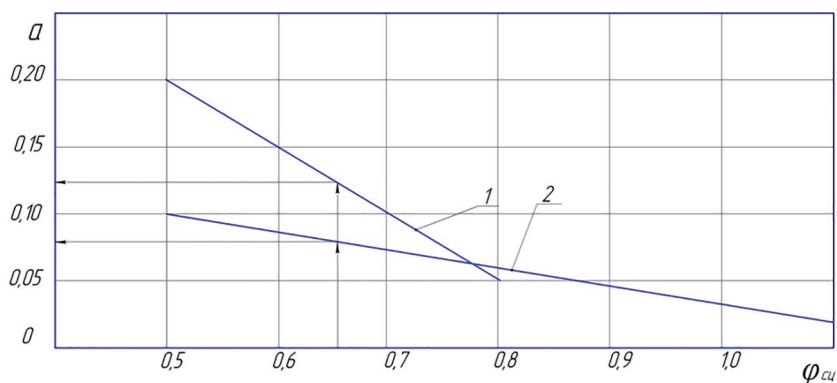


Рис. 1. Влияние коэффициента сцепления на экспериментальный коэффициент:
1 – колесные тракторы; 2 – гусеничные тракторы

Заключение

Получена математическая модель формирования движущей силы тяги для колесных и гусеничных МТА, учитывающая вес трактора, сцепные свойства движителей, распределение нагрузки на колеса, буксование движителей. Данная модель имеет минимальное количество экспериментальных коэффициентов, что делает ее более доступной и легко применяемой для инженерных расчетов.

Литература

1. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М.: Машиностроение, 1972. 152 с.
2. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1966. 196 с.
3. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). М.: Агропромиздат, 1990. 172 с.
4. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов сельскохозяйственных машин. М.: Агропромиздат, 1988. 240 с.
5. Агафонов К.П. Удельная тяга трактора с учетом вязких свойств грунта // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1979. № 9. С. 7–9.
6. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
7. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Об унификации некоторых терминов и понятий, применяемых в теории трактора, автомобиля, быстроход-

ных колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4 (22). Т. 1. С. 102–106.

References

1. Kolobov G.G., Parfenov A.P. Tyagovye kharakteristiki traktorov [Towing performance of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 152 p.
2. Gus'kov V.V. Optimal'nye parametry sel'skokhozyaystvennykh traktorov [Optimum parameters of agricultural tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 196 p.
3. Vodyanik I.I. Vozdeystvie khodovykh sistem na pochvu (nauchnye osnovy) [Impact of running systems on soil (scientific basis)]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1990. 172 p.
4. Boykov V.P., Belkovskiy V.N. Shiny dlya traktorov sel'skokhozyaystvennykh mashin [Tires for tractors of agricultural vehicles]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1988. 240 p.
5. Agafonov K.P. Specific thrust of the tractor subject to the soil viscous properties. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 1979. No 9, pp. 7–9 (in Russ.).
6. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 504 p.
7. Parfenov A.P., Shchetinin Yu.S. The unification of some terms and concepts used in the theory of the tractor, automobile, high-speed wheeled and caterpillar transport-traction vehicles. Izvestiya MGTU «МАМИ». 2014. No 4 (22). Vol. 1, pp. 102–106 (in Russ.).