

УДК 621.83.062

В. Б. САМОРОДОВ, д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»;

С. А. ШУБА, инж., НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, инж., НТУ «ХПИ»;

И. В. ЯЛОВОЛ, инж., НТУ «ХПИ»;

А. В. КОЛОДЯЖНЫЙ, инж., НТУ «ХПИ»

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Представлены результаты разработки математической модели взаимосвязей режимов работы гидрообъемной-механической трансмиссии, крюковой нагрузки, действительной скорости движения МТА, потерь в трансмиссии, буксования колес трактора с основными ТЭП – производительностью, эффективным крюковым КПД, погектарным расходом топлива. Произведен расчет и анализ основных технико-экономических показателей, а также определены рациональные режимы работы трактора с учетом балластирования.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, буксование, эффективность.

Введение. Развитие мирового тракторостроения направлено на повышение производительности машинно-тракторных агрегатов (МТА), уменьшение удельных затрат на выполнение тяговых технологий, улучшение условий труда оператора МТА. Всем этим направлениям соответствует внедрение на трактора бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ). В Украине силами научной лаборатории по проблемам бесступенчатых и гибридных трансмиссий, созданной на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») совместно с харьковским тракторным заводом был разработан проект бесступенчатой трансмиссии для трактора с ломающейся рамой [1].

Анализ последних достижений и публикаций. Основными достижениями в области моделирования процессов в бесступенчатых ГОМТ за последние 10-15 лет являются работы [1-10]. Они посвящены разработке фундаментальных основ анализа, синтеза и проектирования гидрообъемно-механических трансмиссий, анализу результатов моделирования работы тракторов, оснащенных такими трансмиссиями.

В работах [6-8] представлены математические модели, позволяющие установить взаимосвязи крюковой нагрузки, с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии с учетом буксования колесного трактора и определить основные технико-экономические показатели (ТЭП) МТА в целом. Однако в этих работах отсутствуют результаты моделирования ТЭП реальных МТА из-за неприменимости в их составе ГОМТ.

В работах [9-10] рассмотрена математическая модель основных ТЭП работы МТА на базе колесного трактора в агрегате с плугом, построенная на основе предложенного авторами пространственно-топологического подхода.

Цель и постановка задачи. В связи с подготовкой к выпуску опытного образца высокомоощного трактора с бесступенчатой трансмиссией целью данной работы является обоснование выбора параметров МТА с целью получения высоких ТЭП на основе пространственно-топологического подхода. В связи с этим ставится задача разработки математической модели взаимосвязей режимов работы ГОМТ, крюковой

нагрузки, действительной скорости движения МТА, потерь в ГОМТ, буксования колес трактора с основными ТЭП – производительностью, эффективным крюковым КПД, погектарным расходом топлива.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Мощностной и тяговый баланс колесного трактора описывается известными соотношениями [9-10]

$$N_d(B, e) \cdot \eta_{TP}(B, e) \cdot (1 - \delta(B, e)) = [G \cdot f + P_{KP}(B, e)] \cdot V_\delta(B, e), \quad (1)$$

$$P_{KP}(B, e) = f_{пл} \cdot G_{пл} + B \cdot h \cdot k \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_0 \cdot V_\delta^2(B, e)}{k} \right), \quad (2)$$

$$P_{KP}(B, e) = P_{KP\phi} \cdot \left(1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta(B, e))}{\delta(B, e) \cdot a_k} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{-\delta(B, e) \cdot a_k}{k_c \cdot (1 - \delta(B, e))}} \right). \quad (3)$$

В соотношениях (1)-(3): $N_d(B, e)$ – эксплуатационная мощность двигателя; $\eta_{TP}(B, e)$ – значение КПД трансмиссии; $\delta(B, e)$ – коэффициент буксования колес; B – ширины захвата плуга; h – глубина пахоты; k , ε_0 – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации, форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы; G – вес трактора; f – коэффициент сопротивления перекачиванию; $f_{пл}$, $G_{пл}$ – коэффициент сопротивления и вес плуга соответственно; $V_\delta(B, e)$ – действительная скорость движения МТА; $P_{KP}(B, e)$ – суммарная крюковая нагрузка; $P_{KP\phi}$ – суммарная крюковая нагрузка, максимально возможная по сцеплению колеса с почвой; a_k – длина пятна контакта шины с грунтом; k_c – коэффициент, характеризующий свойства почвы.

Главной отличительной особенностью ГОМТ от механической трансмиссии в мощностном балансе трактора является переменный КПД трансмиссии, зависящий от режима ее работы, например, теоретической скорости движения трактора и суммарной касательной силы тяги, развиваемой колесами (рис. 1). Его значения были определены в [1]. Наряду с этим были определены рабочие скорости трактора в зависимости от относительного параметра регулирования гидрообъемной передачи, нагрузочной мощности двигателя, перепад давления рабочей жидкости в магистралях высокого давления, КПД отдельных гидроагрегатов, мощности, проходящие через них, тепловыделения в гидроагрегатах и другие технические параметры.

Так как из-за разницы давления в шинах, различных нагрузок на оси и других факторов всегда имеется кинематическое несоответствие, [9], то буксование колес трактора в выражении (3) определяется отдельно для каждого из мостов (рис. 2).

Производительность МТА, га/ч [9, 10]

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (4)$$

Погектарный расход топлива, кг/га [9, 10]

$$Q = \frac{q_N \cdot N_D}{0,36 \cdot 10^{-6} \cdot B \cdot V_0}, \quad (5)$$

где q_N – часовой расход топлива двигателем в соответствии с внешней скоростной характеристикой.

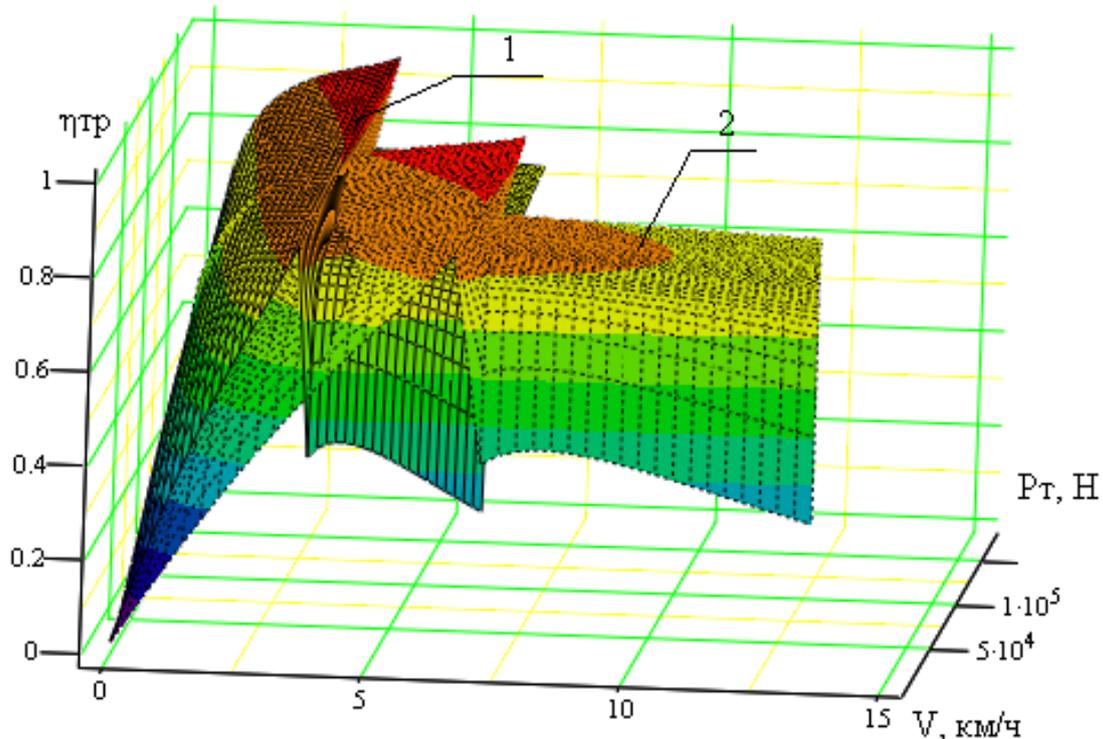


Рисунок 1 – Поверхности КПД ГОМТ в координатах скорости движения трактора V и суммарной касательной силы тяги P_T , развиваемой колесами:
1 – на первом тяговом диапазоне; 2 – на втором тяговом диапазоне

Эффективный крюковой КПД [9, 10]

$$\eta_{KP}^{эф} = \frac{k \cdot B \cdot h \cdot V_0}{N_D} \quad (6)$$

Анализ результатов реализации математической модели. Исходные данные выбраны для трактора с ломающейся рамой с эксплуатационной массой (с учетом балластирования) 12 т с двигателем номинальной мощностью $N_D=176$ кВт (240 л.с.) и оборотами коленчатого вала 220 рад/с, с шинами колес 650/75R32. Для моделирования процесса вспашки приняты масса плуга $m_{ПЛ}=2500$ кг (аналог – плуг ППН.8.30/50), глубина вспашки $h=0,27$ м. Значения коэффициентов в формулах (2, 3, 5, 6): $k=50$ кН/м²; $f_{ПЛ}=0,5$; $\varepsilon_0=0,1 \cdot k$; $f=0,08$; $k_c=0,02$ м.

На рис.3 показаны поверхности эффективного КПД МТА (рис. 3 а, б), производительности МТА (рис. 3 в, г) и погектарного расхода топлива (рис. 3 д, е) в координатах ширины захвата плуга B в диапазоне изменения мощности двигателя и действительной скорости движения трактора на первом диапазоне.

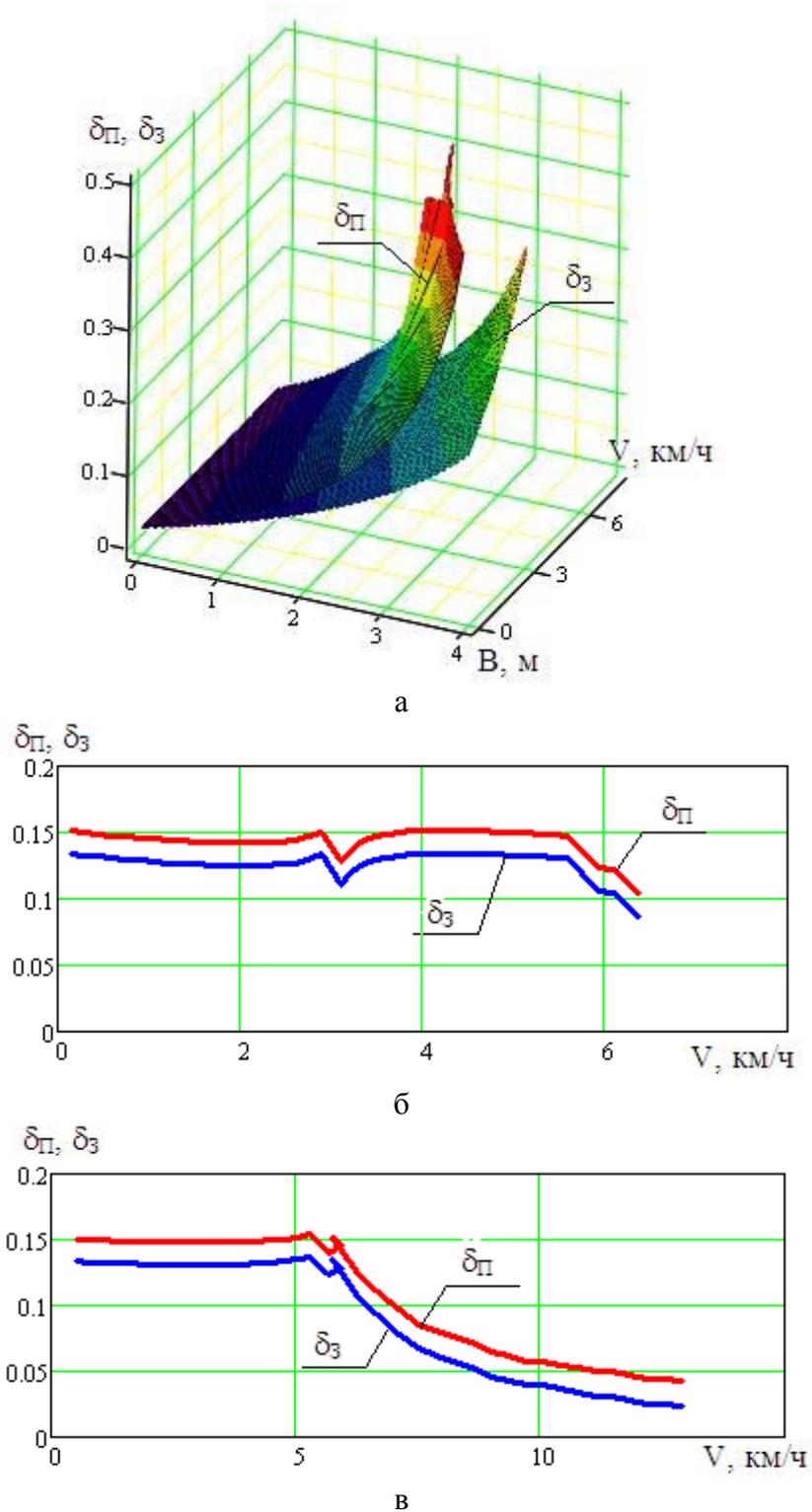


Рисунок 2 – Зависимости буксования колес переднего $\delta_{\text{п}}$ и заднего $\delta_{\text{з}}$ мостов трактора: а – в координатах скорости движения трактора V и ширины захвата плуга B на первом диапазоне; б, в – от скорости движения трактора V в режиме максимальной мощности двигателя $N_{\text{д}}$ на первом и втором диапазонах соответственно

Как видно из рис. 3 а, б эффективный КПД МТА имеет выраженный максимум, приходящийся (при условии ограничения буксования колес любого из мостов не более 0,16) на скорость движения МТА $V_d=3,118$ км/ч, ширину захвата плуга $B=3,506$ м и мощность двигателя $N_d=79,3$ кВт, равный 0,517. При этом производительность составляет $S=1,093$ га/ч. Этот режим в точности соответствует режиму минимума расхода топлива ($Q=15,96$ кг/га) на единицу площади обработанной почвы (рис. 3 д, е).

Производительность МТА имеет максимум (рис. 3 в, г) относительно скорости движения и ширины захвата плуга, а относительно мощности двигателя имеет постоянно растущий характер. Однако при соблюдении условия ограничения буксования колес любого из мостов не более 0,16 максимальное значение производительности не будет соответствовать максимальному значению производительности, наблюдаемому на указанных графиках. Это значение соответствует следующему режиму работы МТА: производительность $S=1,95$ га/ч, скорость движения МТА $V_d=5,603$ км/ч, ширину захвата плуга $B=3,48$ м, мощность двигателя $N_d=172,6$ кВт, погектарный расход топлива $Q=19,477$ кг/га.

Один из способов повышения производительности МТА – это балластирование, то есть увеличение сцепного веса трактора. В табл. 1 представлены показатели работы МТА в режиме максимальной производительности при различных увеличенных массах трактора на втором диапазоне.

Таблица 1 – Показатели работы МТА в режиме максимальной производительности при различных увеличенных массах трактора на втором диапазоне

Масса трактора, т	S, га/ч	V_d , км/ч	B, м	N_d , кВт	Q, кг/га	$\eta_{KP}^{эф}$
12	2,041	5,94	3,43	154,4	16,64	0,496
13	2,253	5,9	3,818	168,1	16,41	0,503
14	2,361	6,06	3,9	172,6	16,083	0,513
15	2,408	5,823	4,135	173,6	15,86	0,52
16	2,44	5,59	4,37	173,1	15,61	0,529

Как видим из табл. 1, темп увеличения производительности МТА с увеличением роста массы трактора невысокий, при этом увеличивается загрузка двигателя, погектарный расход несколько уменьшается. Однако при этом следует проверять давление на почву, чтобы не превысить экологически допустимое значение.

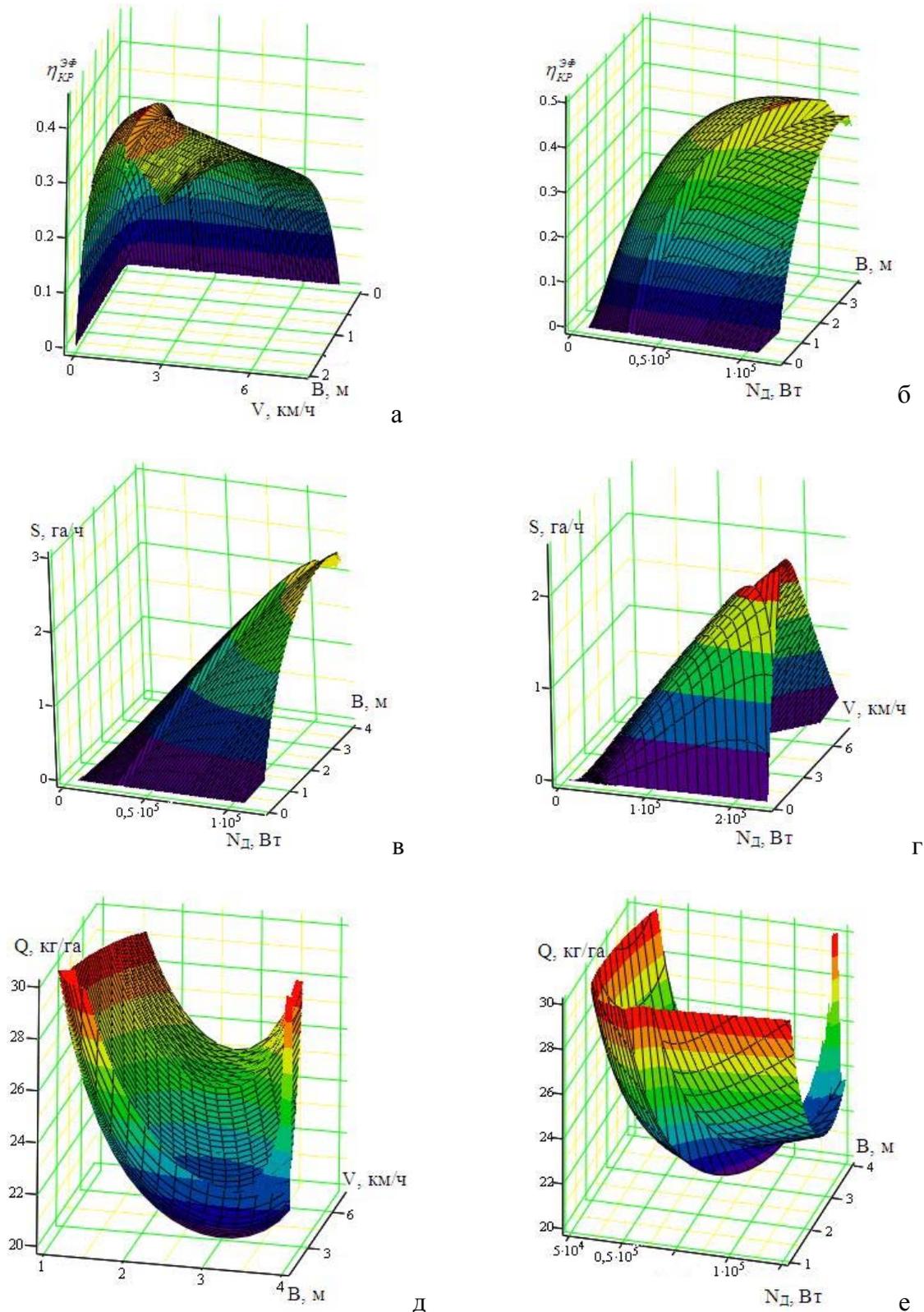


Рисунок 3 – Основные ТЭП трактора в режиме вспашки:
 а, б – эффективный КПД МТА; в, г – производительность МТА; д, е – погектарный расход топлива

Выводы. 1. Представлена математическая модель взаимосвязей режимов работы ГОМТ, крюковой нагрузки, действительной скорости движения МТА, буксования колес трактора с основными ТЭП – производительностью, эффективным крюковым КПД, погектарным расходом топлива. 2. Определены оптимальные режимы работы МТА на вспашке по критериям максимальной производительности, эффективного крюкового КПД и минимального погектарного расхода топлива. 3. Определено влияние балластирования трактора на основные ТЭП МТА в режиме вспашки.

Список литературы: 1. Самородов В.Б., Калинин С.В., Забелышинский З.Э., Шуба С.А., Деркач О.И. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для тракторов мощностью 220-240 л.с. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2013. – №1. С. 17-21. 2. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ, 1997. – 185с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Самородов В.Б., Лебедев А.Т., и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с. 4. Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. Самородов Б.В. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2003. – № 4. С. 3-19. 5. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16. 6. Самородов В.Б., Бурлыга М.Б. / Моделирование взаимосвязей крюковой нагрузки с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии и буксованием колесного трактора. Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2005.– Вып. 16.– С.166-170. 7. Самородов Б.В. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // Збірник наукових праць Національної гірничої академії. –Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174. 8. Годлевский М.Д., Самородов Б.В. Развитие методики по определению основных технико-экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків.– 2006. – №6. – С. 27-30. 9. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2008. – № 58. С. 11-20. 10. Коваль А.А., Самородов В.Б. Влияние составляющих крюковой нагрузки на основные технико-экономические показатели колесного трактора на пахоте // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №3.–С. 15-17.

Поступила в редколлегию 15.01.2014

УДК 621.83.062

Технико-экономические показатели колесного трактора с бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, С. А. Шуба, О. И. Деркач, И. В. Яловол, А. В. Колодяжный // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 11-17. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Представлені результати розробки математичної моделі машинно-тракторного агрегату оснащеного гідрооб'ємно-механічною трансмісією. Виконано розрахунок та аналіз основних техніко-економічних показників, а також визначені оптимальні режими роботи трактора з урахуванням баластування.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, буксування, ефективність.

Technical-economic factors of the wheel tractor with CVT / V. B. Samorodov, S. A. Shuba, O. I. Derkach, I. V. Yalovol, A. V. Kolodyazhnyi // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 11-17. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Presents the results of a mathematical model of the machine-tractor aggregate equipped with CVT. The calculation and analysis of the main technical and economic indicators, as well as determine the optimum operating conditions, taking into account the tractor ballasting.

Keywords: tractor, continuously variable transmission, skidding, efficiency.