

УДК 631.37

**РЕБРОВ А.Ю.**, к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

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

## **ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

Запропоновано методику вибору оптимальної енергонасиченості МТА на базі колісного трактора в агрегаті з плугом з позиції отримання максимально досяжної потенційної продуктивності МТА при завідомо відомій потужності двигуна. Отримані в ході дослідження дані дають змогу обґрунтувати раціональне балансування колісного трактора при виконанні тягових технологій з відомими характеристиками.

**Введение.** Техничко-економические показателы тракторов во многом определяются конструктивными параметрами трансмиссии, ходовой системы, характеристикой двигателя и сцепным весом трактора.

Определяющими параметрами, характеризующими эффективность использования МТА на базе колесного трактора, являются его масса или сцепной вес и мощность установленного на трактор двигателя.

Соотношение мощности тракторного двигателя и веса трактора характеризуется энергонасыщенностью, которая для колесных тракторов находится в пределах 1,4...1,7 кВт/кН, причем в дальнейшем прогнозируется её рост до значений 2,2...2,6 кВт/кН [1]. В связи с этим возникает вопрос рационального выбора энергонасыщенности трактора, который является актуальным с точки зрения получения потенциально достижимых технико-экономических показателей (ТЭП) машинотракторных агрегатов (МТА) на базе колесных сельскохозяйственных тракторов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Задача по определению ТЭП МТА на базе колесного трактора, оснащенного механической трансмиссией, с учетом эффекта буксования и увеличения скоростного сопротивления сельскохозяйственного орудия, решалась в работах [1-3], однако вопрос рационального выбора энергонасыщенности колесного трактора остается исследованным не в полной мере.

Энергонасыщенность тракторов может отличаться на величину до 20 %, причем прогнозируется её рост практически в два раза, что связано с переходом к тягово-энергетической и энергетической концепции трактора [1].

Современные зарубежные тракторы имеют энергонасыщенность в пределах 1,0...2,1 кВт/кН, но если учесть характеристики устанавливаемых на тракторах двигателей постоянной мощности, у которых запас мощности относительно номинальной может достигать 20 %, то энергонасыщенность повысится до значений 1,2...2,3 кВт/кН. С другой стороны в зарубежной практике использования колесных сельскохозяйственных тракторов широко применяется балластирование, в ходе

котрого сцепной вес увеличивается на 10...50 %, что существенно сказывается на энергонасыщенности трактора, оснащенного балластом. При балластировании энергонасыщенность колесных тракторов снижается до 0,9...1,5 кВт/кН при расчете по номинальной мощности двигателя и до 1,0...1,7 кВт/кН при расчете по максимальной мощности.

Таким образом, энергонасыщенность колесных тракторов находится в достаточно широких пределах 0,9...2,3 кВт/кН, поэтому вопрос выбора соотношения мощности двигателя и веса трактора при проектировании остается открытым.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является обоснование энергонасыщенности колесного трактора в составе пахотного МТА с позиций получения максимальной потенциальной производительности за час чистого времени. Варьирование массой трактора и мощностью его двигателя позволит выявить области рациональных значений энергонасыщенности колесного трактора с точки зрения максимума производительности. Расчет производится на примере пахотного МТА на базе трактора ХТЗ-150К-09.

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.** Алгоритм определения рациональной энергонасыщенности колесного трактора в составе пахотного МТА с точки зрения достижения максимальной потенциально достижимой производительности за час чистого времени включает в себя варьирование массой или весом трактора и мощностью установленного двигателя, при постоянных значениях других конструктивных параметров трактора.

Для упрощения расчета ТЭП будем определять при работе двигателя в номинальном режиме, при угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega = \omega_{ном}$ , которую для дизельных двигателей можно принять равной 220 рад/с.

В используемом алгоритме варьируемыми параметрами являются: номинальная мощность двигателя ( $N_e$ ) и вес трактора ( $G$ ):

$$\begin{aligned} N_e &= \text{var}; \\ G &= \text{var}. \end{aligned} \quad (1)$$

Крутящий момент двигателя:

$$M_{дв} = \frac{N_e}{\omega_{ном}}. \quad (2)$$

Касательная сила тяги, развиваемая колесным движителем по двигателю:

$$P_{км} = \frac{M_{дв} \cdot u_2 \cdot \eta_{тр2}}{r_{с2}}, \quad (3)$$

где  $u_2$ ,  $\eta_{\text{тп2}}$  – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода основного (заднего) ведущего моста соответственно;

$r_{c2}$  – статический радиус задних ведущих колес трактора.

Вес, приходящийся на переднее ( $G_1$ ) и заднее ( $G_2$ ) колеса:

$$G_1 = \frac{G \cdot \frac{l_2}{L} - \left( P_{km} - f \cdot G \cdot \frac{l_2}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}; \quad G_2 = \frac{G \cdot \frac{l_1}{L} + \left( P_{km} - f \cdot G \cdot \frac{l_1}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}, \quad (4)$$

где  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $L$ ,  $h_{кр}$  – расстояние от центра масс трактора до передней, задней осей, продольная база и высота приложения крюковой нагрузки от опоры соответственно;  $f$  – ориентировочное значение коэффициента сопротивления качению.

Параметры, характеризующие деформацию шин и площадь пятна контакта, можно определить согласно [3].

Коэффициент сопротивления качению колес:

$$f_i = \sqrt{\frac{G_i}{k_0 \cdot b_{ki} \cdot D_i^2}}, \quad (5)$$

где  $k_0$  – коэффициент объемного смятия почвы;

$D_i$ ,  $b_{ki}$  – наружный диаметр и ширина пятна контакта шины, соответственно.

Зная нагрузки на колеса мостов и динамические радиусы колес, уточняем значения касательных сил тяги, принимая допущение о том, что для жесткого межосевого привода момент между мостами распределяется пропорционально распределению веса трактора по мостам:

$$P_{k1} = \frac{M_{дв} \cdot u_1 \cdot \eta_{\text{тп1}}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_1}{G}; \quad P_{k2} = \frac{M_{дв} \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{тп2}}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_2}{G}, \quad (6)$$

где  $u_1$ ,  $\eta_{\text{тп1}}$ ,  $r_{k1}$ ,  $r_{k2}$  – передаточное число, КПД участков трансмиссии привода дополнительного (переднего) ведущего моста, радиусы колес мостов соответственно;

При жестком межосевом приводе существует кинематическое несоответствие между линейными относительными скоростями движения в пятне контакта колес с грунтом. Такое несоответствие характеризуется коэффициентом кинематического несоответствия [1]:

$$k_{\text{н}} = \frac{r_{ki}}{r_{ki+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i}. \quad (7)$$

Параметры взаимодействия трактора с почвой и реализацию касательной силы тяги для заблокированного межосевого привода определяем согласно [3].

Ширина захвата плуга из условий полной загрузки двигателя определяется с использованием формулы В.П. Горячкина:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{ki} - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_n \cdot G_n}{k \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right)}, \quad (8)$$

где  $G_n$  – вес плуга;

$f_n$  – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

$k, \varepsilon$  – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

$h, V$  – глубина вспашки и скорость движения трактора.

Сила тяги на крюке:

$$P_{кр} = f_n \cdot G_n + k \cdot B \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right). \quad (9)$$

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (10)$$

Энергонасыщенность трактора, кВт/кН:

$$E = \frac{N_e}{G}. \quad (11)$$

Представленная методика позволяет оценить рациональные области значений энергонасыщенности колесного трактора в составе пахотного МТА.

**Анализ результатов реализации математической модели.** Исходные данные выбраны для трактора ХТЗ-150К-09 с шинами 21,3 R 24; внутришинное давление передних колес – 0,12 МПа, задних – 0,1 МПа, глубина вспашки  $h = 0,3$  м;  $\eta_{тр} = 0,87$ ; почва – средний суглинок:  $k = 50$  кН/м<sup>2</sup>;  $f_n = 0,5$ ;  $\varepsilon = 2,5$  кН·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $C_c = 7300$  Па;  $k_c = 0,02$  м;  $\varphi_c = 30^\circ$ ;  $k_0 = 0,14 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>.

Расчеты производились для выполнения пахотных работ трактора в агрегате с плугом массой 900 кг. Вес трактора варьировался в пределах 70...175 кН, а мощность двигателя в пределах 100...200 кВт.

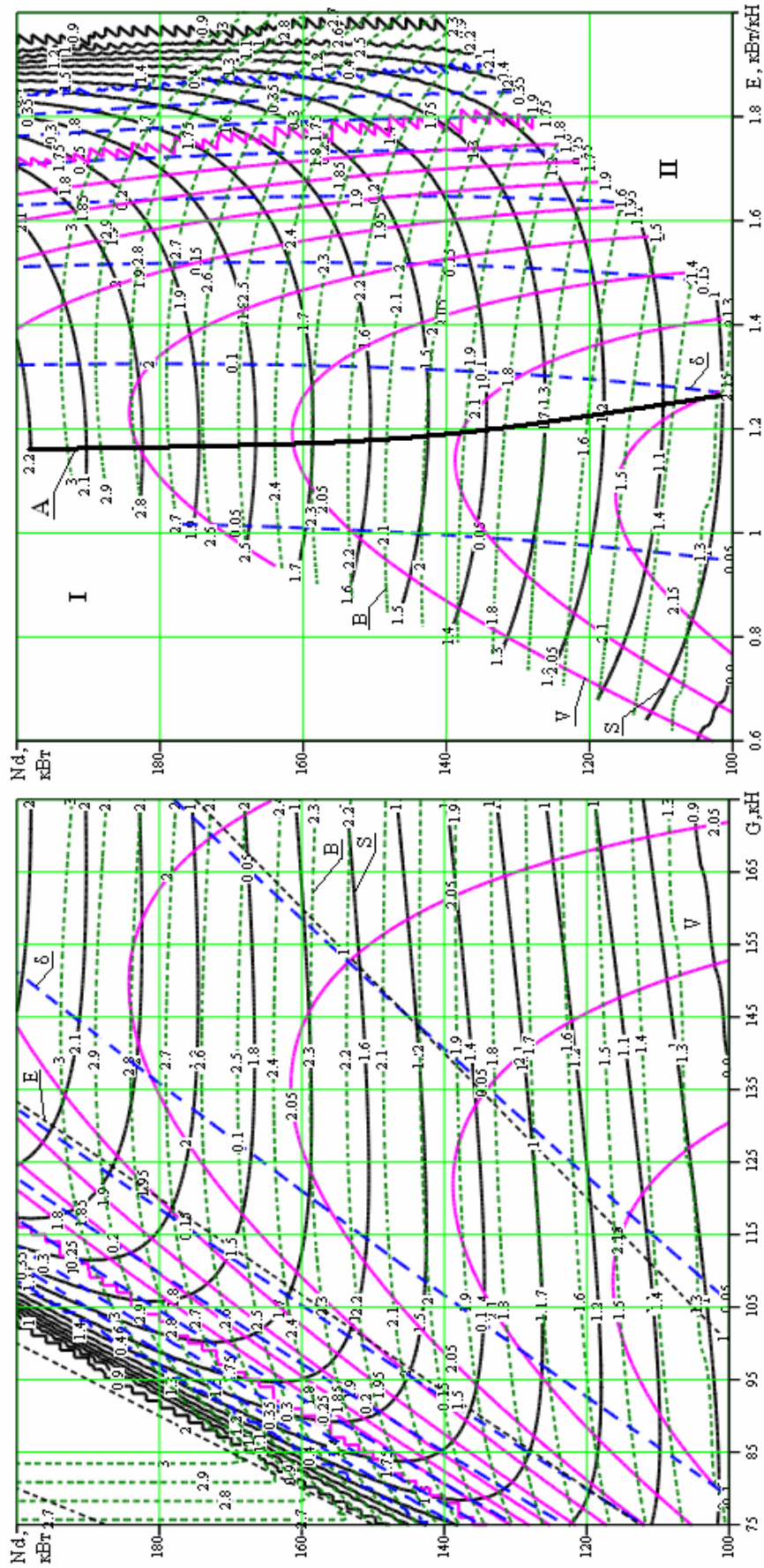
Параметры работы МТА на базе колесного трактора на 1-3 передачах приведены на рис. 1-3, где указаны кривые производительности ( $S$ , га/ч), скорости движения ( $V$ , м/с), ширины захвата орудия ( $B$ , м), буксования ( $\delta$ ) и энергонасыщенности ( $E$ , кВт/кН).

Анализ полученных данных показывает, что существует некоторое значение предельной энергонасыщенности, превышение которой не дает увеличения производительности (см. рис 1-3, а), т. е. при заданной массе трактора повышение мощности нецелесообразно. Предельная энергонасыщенность снижается с увеличением передаточного числа трансмиссии.

С другой стороны, для каждой заданной мощности двигателя существует оптимальная энергонасыщенность или масса трактора, которая является оптимальной только при заданном передаточном числе трансмиссии и полной загрузке двигателя (коэффициенты загрузки по крутящему моменту и по мощности равны 1). Таким образом, оптимальная энергонасыщенность может быть определена при выполнении конкретных тяговых технологий при вполне определенном диапазоне значений тягового сопротивления и соответствующем выборе передачи. Если параметры тяговой технологии и передаточное число трансмиссии реализуют полную загрузку двигателя, то основным конструктивным параметром должна быть мощность двигателя, а варьируемым – масса или сцепной вес трактора.

Так, на рис. 1-3, б приведены кривые А, соответствующие оптимальной энергонасыщенности с позиции получения максимально возможной производительности при неизменной мощности двигателя. Кривые А подразделяют множество значений конструктивных параметров МТА в координатах «мощность – сцепной вес» или «мощность – энергонасыщенность» на две области. Область I соответствует переразмеренным по массе МТА для выполнения заданной тяговой технологии на соответствующей передаче. Такие МТА имеют завышенную массу или недостаточную мощность. Область II соответствует переразмеренным по мощности МТА для выполнения заданной тяговой технологии на соответствующей передаче. Такие МТА имеют избыточную мощность или недостаточную массу. Линия оптимальной энергонасыщенности по критерию получения максимальной производительности при заданной мощности двигателя может быть косвенно оценена буксованием трактора. При оптимальной энергонасыщенности буксование трактора соответствует узкому интервалу значений. Так, на первой передаче рассматриваемый МТА имеет буксование 7-10 % при оптимальной энергонасыщенности 1,2 кВт/кН. На второй передаче – 8-11 % при энергонасыщенности 1,5 кВт/кН; на третьей передаче – 9-12 % при энергонасыщенности 1,8 кВт/кН. Меньшие значения буксования относятся к большим значениям мощности и массы трактора.

Эти данные говорят о том, что, имея мощность двигателя 128,7 кВт и сцепной вес 80,05 кН, необходимо балластировать трактор на 1-2 передачах. На первой передаче при увеличении веса до 106...107 кН, получаем оптимальную энергонасыщенность 1,2 кВт/кН, вместо конструктивной энергонасыщенности 1,608 кВт/кН. Это дает прибавку производительности до 4 %. На второй передаче при увеличении веса до 85...86 кН, получаем оптимальную энергонасыщенность 1,5 кВт/кН, что дает прибавку производительности до 2 %.



б)

Рисунок 1 – Характеристики МТА на 1 передаче:

а – топологическое поле параметров в координатах ( $G - N_c$ ); б – топологическое поле параметров в координатах ( $E - N_c$ ).

а)

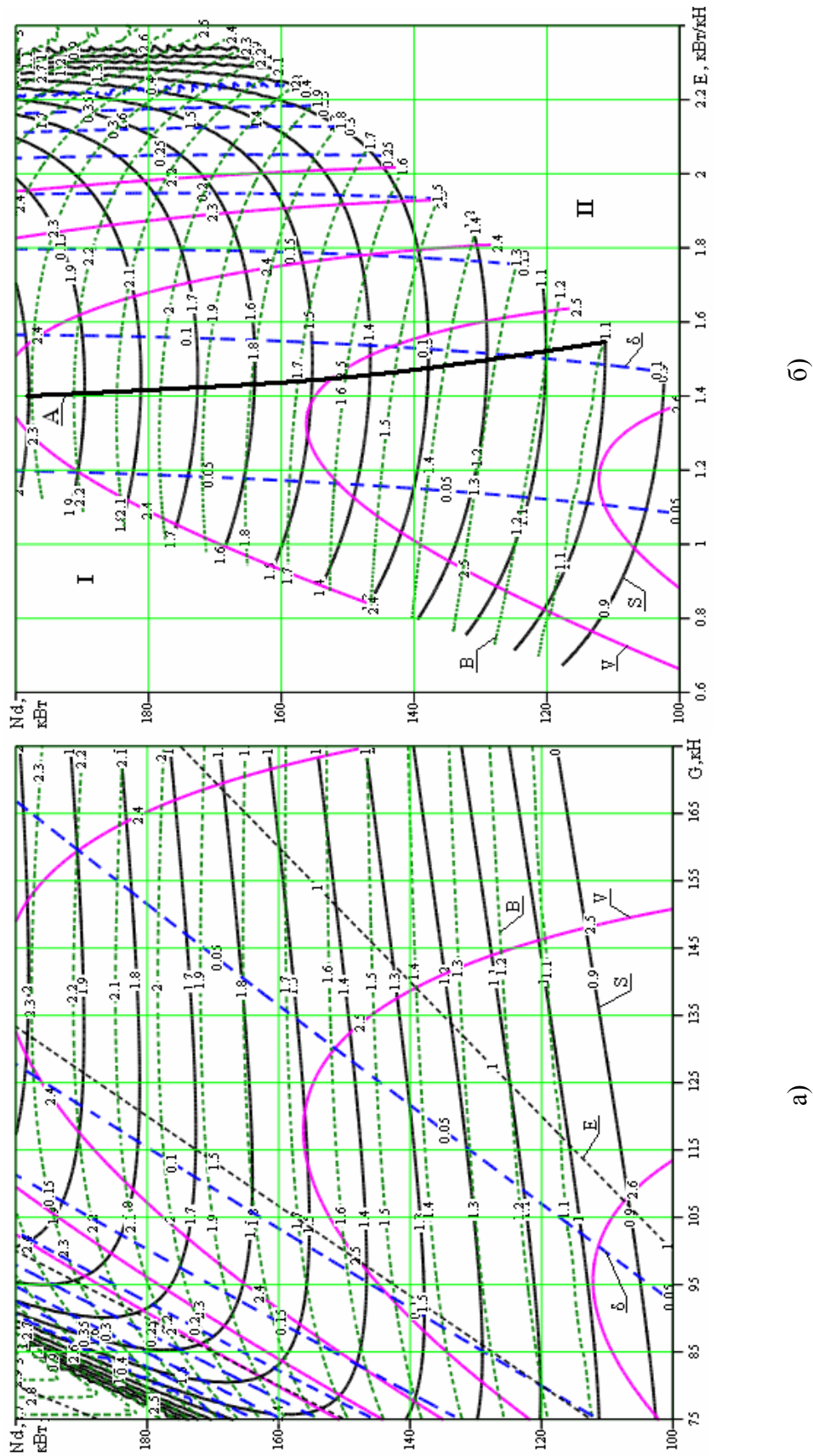
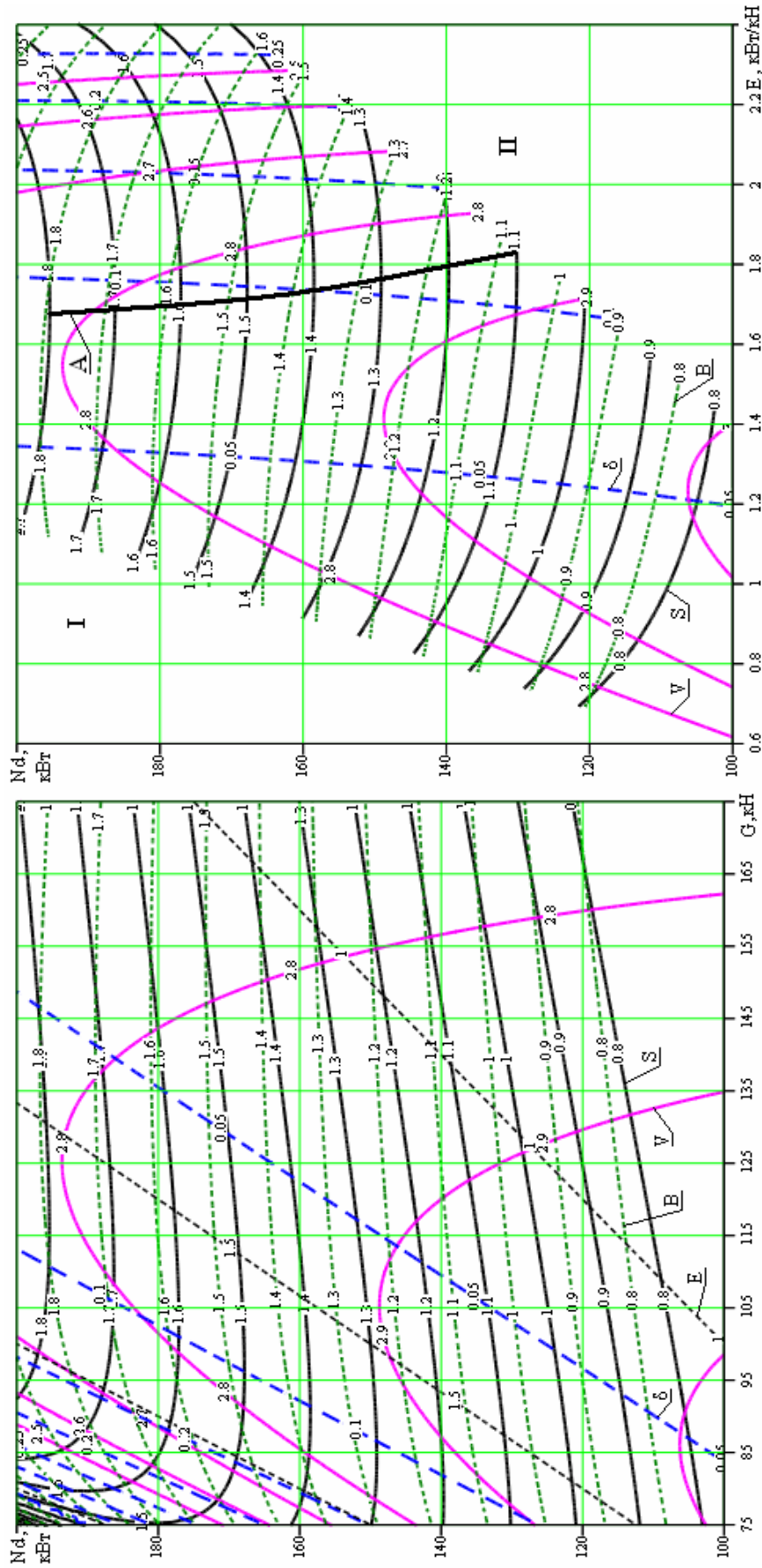


Рисунок 2 – Характеристики МТА на 2 передаче:  
 а – топологическое поле параметров в координатах ( $G - N_c$ ); б – топологическое поле параметров в координатах ( $E - N_c$ ).



б)

а)

Рисунок 3 – Характеристики МГА на 3 передаче:

а – топологическое поле параметров в координатах ( $G - N_c$ ); б – топологическое поле параметров в координатах ( $E - N_c$ ).



На третьей передаче при увеличении веса производительность снижается, а достижение оптимальной энергонасыщенности 1,8 кВт/кН возможно при снижении веса до 71-72 кН, что практически не дает прибавку производительности.

Балластирование более существенно влияет на буксование трактора и в меньшей степени сказывается на производительности. Предложенное балластирование на 1-2 передачах снизит буксование в 2,2 и 1,2 раза соответственно.

При значениях энергонасыщенности меньше предельной – основное влияние на производительность МТА имеет мощность двигателя, а при энергонасыщенности больше предельной решающее влияние оказывает масса трактора, хотя на таких режимах с повышенным буксованием эксплуатация МТА нецелесообразна.

Производительность МТА подвержена значительному влиянию мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии. Для трактора с определенной ходовой системой и известным типоразмером шин существует также оптимальное передаточное число трансмиссии, которое совместно с оптимальной энергонасыщенностью может дать прибавку производительности до 22-23 % и более. При увеличении передаточного числа трансмиссии указанного трактора (понижении передачи) производительность также существенно возрастает.

### Выводы

1. Предложенная методика позволяет определить оптимальную энергонасыщенность колесного трактора в составе пахотного МТА с позиций получения потенциально достижимой производительности.
2. Установлено, что максимум производительности для трактора с заведомо известной мощностью достигается при буксовании 7-12 %.
3. Правильным выбором энергонасыщенности или балластированием можно существенно снизить буксование трактора (в некоторых случаях в 2 раза и более) при некотором увеличении производительности МТА (на 2-4 %).
4. Основными факторами, определяющими производительность МТА, являются мощность двигателя и передаточное число трансмиссии, правильным выбором которого можно увеличить производительность на 20 % и более.

**Список литературы:** 1. *Кутьков Г.М.* / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с. 2. *Самсонов В.А.* / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации // Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. М.: – 2006. – С.11-16. 3. *Самородок В.Б., Ребров А.Ю.* Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – № 58. – С. 11–20.