

УДК: 631.372

ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА

Самурганов Г.Е.

350044, г. Краснодар, ул. Калинина, 13
ФГБОУ ВО «Кубанский ГАУ имени И.Т. Трубилина»
samurganoff.gavriil@yandex.ru

В работе предложен алгоритм выбора энергосберегающего режима движения тягового агрегата, который включает в себя ряд этапов. Сначала выбирается ресурсосберегающая мощность двигателя трактора, далее определяется оптимальное значение передаточного числа трансмиссии на передаче. По известным формулам рассчитываются следующие величины: сила тяги на крюке трактора, рабочая скорость движения и часовой расход топлива на рабочий ход агрегата.

Ключевые слова: энергосберегающий режим, передаточное число трансмиссии, сила тяги, рабочая скорость, часовой расход топлива.

Введение. Подбор машин в составе технологического комплекса проводится по критерию равенства рабочей ширины захвата машин, участвующих в уходе за посевами зерновых культур. Выполнение этого условия позволит исключить перерасход удобрений и повысить урожайность культур [1, 2, 3, 4]. Подобрать машины в составе комплекса по существующей методике не представляется возможным в силу отсутствия тяговых возможностей трактора на каждой из передач в диапазоне скоростей движения.

Современные трактора содержат общие эксплуатационные параметры – номинальная мощность двигателя, эксплуатационный вес и ряд других. Выпускаемые рабочие машины содержат рекомендации по мощности двигателя и рабочей скорости движения [5].

Цель исследования: разработать алгоритм выбора энергосберегающего режима движения трактора при комплектовании тяговых агрегатов.

Задачи исследования:

- оценить тяговые возможности трактора;
- определить рабочую скорость движения, при которой обеспечивается величина буксования в пределах агротребований;
- определить часовой расход топлива на рабочий ход агрегата.

Результаты и обсуждение. Алгоритм выбора энергосберегающего режима работы двигателя на базе современных тракторов предусматривает ряд этапов:

1. Выбирается энергосберегающая мощность двигателя в зависимости от размеров рабочего участка и характера выполняемой работы. Ресурсосбережение при выборе мощности двигателя во время работы трактора на участке достигается за счет подбора рабочей машины, для которой будет обеспечена наивысшая производительность.

2. Определяется тяговое сопротивление рабочей машины по известной формуле [5, 6]

$$R_a = b \sum k_i, \quad (1)$$

где R_a – тяговое сопротивление рабочей машины, кН;

b – рабочая ширина захвата агрегата, м;

k_1, k_2, k_i – удельное тяговое сопротивление рабочих органов 1, 2, i -той машины соответственно, кН/м.

3. Определяется передаточное число трансмиссии на передаче, которое должно обеспечивать, с одной стороны, скорость движения в требуемом диапазоне, с другой стороны, величина буксования не должна превышать допустимое значение сцепления ходового аппарата трактора с почвой.

Для выбранной рабочей машины, в составе одномашинного агрегата, из данных технической характеристики выбирается рекомендуемая скорость движения, при которой качество работы будет наилучшим.

Исходя из вышеприведенного, величина передаточного числа трансмиссии на передаче должна обеспечить рабочую скорость, не превышающую допустимую скорость по агротребованиям. Величина передаточного числа рассчитывается по следующей формуле:

$$i_{TV} \geq \frac{22,6 \cdot r_k \cdot n_H}{V_{ao}}, \quad (2)$$

где r_k – динамический радиус качения ведущего колеса, м;

n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;

V_{ao} – скорость движения агрегата по агротребованиям, км/ч.

Рабочая передача трактора должна обеспечивать оптимальную загрузку двигателя трактора. Из этого условия значение передаточного числа трансмиссии на передаче составит

$$i_{TR} \geq \frac{(R_a + f \cdot \eta_{omn} G_3) r_k \cdot n_H}{0,159 \cdot N_{ен} \cdot \eta_{ме} \cdot \eta_{omn}}, \quad (3)$$

где f – коэффициент сопротивления на перекачивание ходового аппарата трактора;

η_{opt} – оптимальное значение коэффициента силы тяги на крюке, 0,85 – 0,9 [5].;

G_3 – эксплуатационный вес трактора, кН;

r_k – радиус качения ведущего колеса, м;

n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала, c^{-1} ;

$N_{ен}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$\eta_{мг}$ – механический КПД трансмиссии, 0,88–0,91 [5].

Из условия достаточного сцепления ходового аппарата трактора с почвой передаточное число трансмиссии на передаче должно быть меньше значения, определяемого по выражению (3).

Величина передаточного числа трансмиссии на передаче для обеспечения достаточного сцепления ходового аппарата трактора с почвой составит:

$$i_{TF} \leq \frac{\mu \cdot G_3 \cdot \lambda \cdot r_k \cdot n_H}{0,159 \cdot N_{ен} \cdot \eta_{ме}}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент сцепления ходового аппарата трактора с почвой;

λ – доля эксплуатационного веса, приходящегося на движители трактора с колесной формулой 4К4 $\lambda = 1,0$, для трактора с колесной формулой 4К2 $\lambda = 0,67$ [5].

Из двух значений передаточного числа трансмиссии на передаче, определенных по выражению (1) и по выражению (2), принимается большее.

Принятое значение передаточного числа трансмиссии на передаче не должно превышать величину, определенную ранее по выражению (3). При со-

блюдении этого условия, движение будет происходить в условии достаточного сцепления ходового аппарата трактора с почвой.

4. Для выбранного значения передаточного числа трансмиссии « i_T » определяется касательная сила тяги на движителях трактора по формуле [6]

$$P_k = \frac{0,159 \cdot N_{en} \cdot i_T \cdot \eta_{me}}{r_k \cdot n_n}. \quad (5)$$

Сила сопротивления на перекачивание составит, кН [5, 6]

$$P_f = G_g \cdot f. \quad (6)$$

Сила сопротивления на преодоление подъема, кН [5, 6]:

$$P_\alpha = G_g \cdot \frac{i}{100}, \quad (7)$$

где i – величина уклона, %.

Величина силы тяги на крюке из уравнения тягового баланса рассчитывается по формуле [6]

$$P_{кр} = P_k - (P_f + P_\alpha). \quad (8)$$

Важный эксплуатационный параметр трактора – коэффициент использования эксплуатационного веса. Величина коэффициента определяется по выражению [6]

$$\varphi_{кр} = \frac{P_{кр}}{G_g \lambda}. \quad (9)$$

Допустимое значение величины коэффициента эксплуатационного веса рассчитывается по формуле [6]

$$\varphi_{кр\delta} = \frac{a \cdot \delta_D}{b + \delta_D}, \quad (10)$$

где δ_D – допустимая величина буксования, у трактора с колесной формулой 4К4 $\delta_D = 0,15$, с колесной формулой 4К2 $\delta_D = 0,18$ [5, 6];

a , b – эмпирические коэффициенты, значения которых зависят от типа движителя, колесной формулы и типа агрофона [6].

5. В условиях достаточного сцепления ходового аппарата трактора с почвой выполняется условие [6]

$$\varphi_{кр} \leq \varphi_{кр\delta}. \quad (11)$$

В случае, если это условие не выполняется, следует использовать известные методы повышения сцепных свойств трактора: установку балластных грузов на ходовую часть, применение шипованной резины и другие известные методы.

По значению коэффициента использования эксплуатационного веса вычисляется величина буксования ходового аппарата трактора [6]

$$\delta = \frac{a \cdot \varphi_{кр}}{b - \varphi_{кр}}. \quad (12)$$

Теоретическая скорость движения тягового агрегата составит [5]

$$V_T = \frac{22,6 \cdot n_n \cdot r_k}{i_{TP}}. \quad (13)$$

Рабочая скорость тягового агрегата, с учетом величины буксования, определяется по известной формуле [5]

$$V_p = V_T(1 - \delta). \quad (14)$$

6. Величина часового расхода топлива на рабочий ход агрегата [5]

$$G_p = q_e N_{ен} \epsilon_N \eta, \quad (15)$$

где G_p – удельный массовый расход топлива на выполнение работы, кг/ч;
 q_e – удельный массовый расход при номинальной мощности двигателя, кг/кВтч.

$N_{ен}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

ϵ_N – коэффициент загрузки двигателя;

η – коэффициент использования силы тяги трактора.

Заключение. Предложенный алгоритм выбора энергосберегающего режима движения тягового агрегата позволяет оценить тяговые и скоростные возможности современных тракторов при работе с конкретной рабочей машиной в заданных почвенных условиях и позволяет комплектовать одномашинные тяговые агрегаты.

Литература

1. Патент на изобретение RU 2177216 Устройство для поверхностного рассева минеральных удобрений и других сыпучих материалов. Якимов Ю.И., Иванов В.П., Припоров Е.В., Заярский В.П., Волков Г.И., Селивановский О.Б. заяв. 14.03.2000.
2. Припоров Е.В. Центробежный аппарат с подачей материала вдоль лопаток. Е.В. Припоров // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. – №3 (18). – С. 243-247.
3. Припоров Е.В. Анализ факторов, влияющих на ширину полос технологической колеи. Е.В. Припоров. // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2016. – № 5 (61). – С. 57-59.
4. Припоров Е.В. Технологическая колея и проблемы ее создания. Е.В. Припоров. // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2017. – № 2 (64). – С. 82-84.
5. Фере Н.Э., Бубнов В.З., Еленев А.В. и др. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка. – М.: Колос, 1978. – 256 с.
6. Зангиев А.А., Шпилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка : учебник - М. : КолосС, 2003. – 320 с.

JUSTIFICATION OF ENERGY-SAVING MODE OF TRACTOR MOVEMENT

Samurganov G.E.

The work proposes a method for selecting the energy-saving driving mode of the traction unit. The developed method includes a number of stages: first one is the choice of resource-saving power of the tractor engine. At the second stage, the traction resistance of the unit is determined and the gear ratio is selected. Based on the known formulas, the tractive effort and the operation speed of the tractor are determined. The hourly fuel consumption during the working stroke of the unit is also determined by the known formula.

Keywords: recommended power, gear ratio, tractive power, operation speed, slipping value, hourly fuel consumption.