

ветствующего назначения. При этом высвобождается несколько единиц подвижного состава спецмашин, совершенствуется технологическая схема работ, снижается трудоемкость производственных операций, сокращаются затраты на приобретение, содержание и эксплуатацию парка машин, а также суммарное время воздействия работающих машин на окружающую среду и человека.

Литература

1. *Войнаш С.А., Войнаш А.С.* Анализ концептуальных подходов к решению проблемы механизации работ в крестьянских (фермерских) хозяйствах // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 3. – С. 51–55.
2. Новое поколение автомобилей сельскохозяйственного назначения / *Т.Д. Дзоценидзе [и др.]* // Тракторы и с.-х. машины. – 2012. – № 5. – С. 12–14.
3. *Нечетов Ю.* Тракторомобили // За рулем. – 2007. – № 4. – С. 194–200.
4. *Ситников В.Р., Жихарев В.Л., Войнаш А.С.* Малогабаритные блочно-модульные машины // Тракторы и с.-х. машины. – 1995. – № 6. – С. 18–20.
5. *Войнаш С.А., Войнаш А.С., Жарикова Т.А.* Пахотный агрегат на базе малогабаритного автотрактора // Тракторы и с.-х. машины. – 2012. – № 8. – С. 15–16.
6. *Маслов Г.Г.* Новое направление исследований в эксплуатации МТП с использованием энергосредства // Тракторы и с.-х. машины. – 2011. – № 12. – С. 54–56.



УДК 631.3.004.67

С.Ю. Журавлев

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

В статье представлена усовершенствованная методика расчета суммарных энергоматериальных затрат при использовании МТА для выполнения технологических операций по возделыванию сельскохозяйственных культур с учетом влияния переменных внешних факторов на производительность и расход топлива современных мобильных сельскохозяйственных агрегатов. Получены зависимости для расчета составляющих энергозатрат и обобщенного оценочного показателя уровня энергозатрат технологического процесса.

Ключевые слова: оценка, энергозатраты, эффективность функционирования, математическое ожидание, энергетические показатели, оптимальные режимы, машинно-тракторный агрегат, биоэнергетический КПД.

S.Yu. Zhuravlev

THE POWER EFFICIENCY CALCULATION TECHNIQUE FOR MOBILE MACHINE-TRACTOR AGGREGATE USE

The advanced technique of total energy-material cost calculation when using MTA for technological operation performance on agricultural crop cultivation taking into account the influence of variable external factors on productivity and fuel consumption of modern mobile agricultural aggregates is presented in the article. The dependences of energy consumption cost calculation and the generalized assessment indicator of energy consumption level costs for technological process are received.

Key words: assessment, energy consumption costs, functioning efficiency, mathematical expectation, energy indices, optimum modes, machine and tractor aggregate, bio-energy coefficient of efficiency.

Проблемная ситуация, обусловленная противоречием между необходимостью повышения урожайности сельскохозяйственных культур и необходимостью снижения энергоматериальных затрат на их производство, приводит к постановке весьма актуальной проблемы интенсификации процессов растениеводства при снижении затрат энергоматериальных ресурсов [7].

Цель исследований. Разработка методики снижения энергозатрат при использовании машинно-тракторных агрегатов (МТА) за счет оптимизации параметров и режимов их работы.

Задачи исследований:

1. Рассмотреть методику оценки влияния переменных внешних воздействий на производительность и расход топлива МТА с трактором, оснащенным двигателем постоянной мощности.
2. Провести анализ структуры энергозатрат технологического процесса.
3. Рассмотреть современные методики определения совокупных энергозатрат при использовании МТА.

Методы и результаты исследований. Математическое ожидание часовой производительности МТА определяем следующим образом [1]:

$$M(W_{\text{ч}}) = C_{w1} [M(N_e)], \quad (1)$$

где $M(W_{\text{ч}})$ – математическое ожидание производительности агрегата, га/ч;

$$C_{w1} = 0,36\eta_T \tau K_a^{-1};$$

η_T – тяговый КПД трактора;

K_a – удельное сопротивление агрегата, кН/м;

τ – степень использования времени работы агрегата, кН/м;

$M(N_e)$ – математическое ожидание эффективной мощности двигателя, кВт.

Математическое ожидание эффективной мощности двигателя в выражении (1) находим с помощью формулы [2]:

$$M(N_e) = f(M_k) = 9550^{-1} \left[0,5(a \bar{M}_k + b \bar{M}_k^2 + b \sigma_M^2) + (a_1 \bar{M}_k + b_1 \bar{M}_k^2 + b_1 \sigma_M^2) \Phi(t_H) + \right. \\ \left. + (a_2 \bar{M}_k + b_2 \bar{M}_k^2 + b_2 \sigma_M^2) \Phi(t_{II}) - \sigma_M \{ b_1 \varphi(t_H) \bar{M}_k + b_2 \varphi(t_{II}) \bar{M}_k \} \right], \quad (2)$$

где \bar{M}_k – текущее среднее значение крутящего момента, Н·м;

$$\Phi(t_H) = (2\pi)^{-1/2} \int_0^{t_H} e^{-t^2/2} dt \text{ – функция Лапласа для } Y = f(M_k);$$

$$\varphi(t_H) = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5t_H^2) \text{ – плотность распределения аргумента } t_H;$$

$$\Phi(t_{II}) = (2\pi)^{-1/2} \int_0^{t_{II}} e^{-t^2/2} dt \text{ – функция Лапласа для } Y = f(M_k);$$

$$\varphi(t_{II}) = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5t_{II}^2) \text{ – плотность распределения аргумента } t_{II};$$

$$t_H = \frac{M_H - \bar{M}_k}{\sigma_M}, \quad t_{II} = \frac{M_{II} - \bar{M}_k}{\sigma_M};$$

σ_M – стандарт крутящего момента, Н·м;

M_H – номинальное значение крутящего момента, Н·м;

M_{II} – предельное значение крутящего момента, Н·м;

a_1, b_1, a, b, a_2, b_2 – расчетные коэффициенты, определяемые при аппроксимации характеристики двигателя в зависимости от крутящего момента на коленчатом валу (табл. 1).

Коэффициенты для расчета математических ожиданий частоты вращения и эффективной мощности двигателя постоянной мощности

Коэффициент	Расчетная формула
A_1	n_x
A_2	$n_H + \{(n_H - n_{\Pi})/(\kappa_2 - 1)\}$
A_3	$n_{\Pi} + \{(n_{\Pi} - n_{min})/(\kappa_1 - 1)\}$
B_1	$-(n_x - n_H)/M_H$
B_2	$-(n_H - n_{\Pi})/(M_{\Pi} - M_H)$
B_3	$-(n_{\Pi} - n_{min})/(M_{max} - M_{\Pi})$
a	$A_1 + A_3$
a_1	$A_1 - A_2$
a_2	$A_2 - A_3$
b	$B_1 + B_3$
b_1	$B_1 - B_2$
b_2	$B_2 - B_3$

Примечание. $n_x, n_H, n_{\Pi}, n_{min}$ – частота вращения вала двигателя соответственно холостого хода, при номинальном моменте, при предельном моменте и при максимальном моменте, мин^{-1} ; $\kappa_1 = M_{max}/M_{\Pi}$; $\kappa_2 = M_{\Pi}/M_H$.

Для расчета математических ожиданий часового расхода топлива двигателя постоянной мощности используем следующее выражение:

$$\bar{G}_T = 0,5(a^* + b^* M_K) + (a_1^* + b_1^* M_K)\Phi(t_H) + (a_2^* + b_2^* M_K)\Phi(t_n) - \sigma_P \{(b_1^* \varphi(t_H) + b_2^* \varphi(t_n))\}, \quad (3)$$

где \bar{G}_T – математическое ожидание часового расхода топлива, кг/ч;

$a_1^*, b_1^*, a_2^*, b_2^*, a^*, b^*$ – расчетные коэффициенты, определяемые при аппроксимации тяговой характеристики трактора по расходу топлива (табл. 2).

Коэффициенты для расчета математических ожиданий часового расхода топлива трактора с двигателем постоянной мощности

Коэффициент	Расчетная формула
A_1^*	$G_{ТХ}$
A_2^*	$G_{ТН} + \{(G_{ТН} - G_{ТП})/(\kappa_2 - 1)\}$
A_3^*	$G_{ТП} + \{(G_{ТП} - G_{ТО})/(\kappa_1 - 1)\}$
B_1^*	$-(G_{ТХ} - G_{ТН})/M_H$
B_2^*	$-(G_{ТП} - G_{ТН})/(M_n - M_H)$
B_3^*	$-(G_{ТП} - G_{ТО})/(M_{max} - M_n)$
a^*	$A_1^* + A_3^*$
a_1^*	$A_1^* - A_2^*$
a_2^*	$A_2^* - A_3^*$
b^*	$B_1^* + B_3^*$
b_1^*	$B_1^* - B_2^*$
b_2^*	$B_2^* - B_3^*$

Примечание. $G_{ТХ}, G_{ТН}, G_{ТП}, G_{ТО}$ – часовой расход топлива соответственно холостого хода, номинальный, для предельного крутящего момента, при максимальном крутящем моменте, кг/ч; $\kappa_1 = M_{max}/M_n$; $\kappa_2 = M_n/M_H$

Для расчета математических ожиданий часовой производительности МТА в зависимости от переменной силы тяги трактора используется следующее выражение [1]:

$$M(W_{ч}) = C_{w2} [M(N_{KP})], \quad (4)$$

где $M(W_{ч})$ – математическое ожидание производительности агрегата, га/ч;

$$C_{w2} = 0,36\tau K_a^{-1};$$

K_a – удельное сопротивление агрегата, кН/м;

τ – степень использования времени работы агрегата;

$M(N_{KP})$ – математическое ожидание тяговой мощности, кВт.

Математическое ожидание тяговой мощности в выражении (4) находим следующим образом [3]:

$$M(N_{KP}) = f(P_{KP}) = \left[0,5 \left(a^{\circ} \bar{P}_{KP} + b^{\circ} \bar{P}_{KP}^2 + b^{\circ} \sigma_P^2 \right) + \left(a_1^{\circ} \bar{P}_{KP} + b_1^{\circ} \bar{P}_{KP}^2 + b_1^{\circ} \sigma_P^2 \right) \Phi(\beta_H) + \right. \\ \left. + \left(a_2^{\circ} \bar{P}_{KP} + b_2^{\circ} \bar{P}_{KP}^2 + b_2^{\circ} \sigma_P^2 \right) \Phi(\beta_{II}) - \sigma_P \{ b_1^{\circ} \varphi(\beta_H) \bar{P}_{KP} + b_2^{\circ} \varphi(\beta_{II}) \bar{P}_{KP} \} \right], \quad (5)$$

где

$$\Phi(\beta_{II}) = (2\pi)^{-1/2} \int_0^{\beta_{II}} e^{-\beta^2/2} d\beta \text{ – функция Лапласа для аргумента } \beta_{II};$$

$$\Phi(\beta_H) = (2\pi)^{-1/2} \int_0^{\beta_H} e^{-\beta^2/2} d\beta \text{ – функция Лапласа для аргумента } \beta_H;$$

$$\varphi(\beta_{II}) = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5\beta_{II}^2) \text{ – плотность распределения аргумента } \beta_{II};$$

$$\varphi(\beta_H) = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5\beta_H^2) \text{ – плотность распределения аргумента } \beta_H;$$

\bar{P}_{KP} – текущее среднее значение силы тяги, кН;

σ_P – стандарт силы тяги трактора;

$$\beta_{II} = \frac{P_{KP,II} - \bar{P}_{KP}}{\sigma_P}, \quad \beta_H = \frac{P_{KP,H} - \bar{P}_{KP}}{\sigma_P};$$

$a_1^{\circ}, b_1^{\circ}, a_2^{\circ}, b_2^{\circ}$ – расчетные коэффициенты, определяемые при аппроксимации тяговой характеристики трактора (табл. 3);

$P_{KP,II}$ – значение силы тяги трактора на данной передаче, соответствующее предельному крутящему моменту, кН;

$P_{KP,H}$ – номинальное значение силы тяги трактора на данной передаче, кН.

Таблица 3

Коэффициенты для расчета математических ожиданий тяговой мощности трактора с двигателем постоянной мощности

Коэффициент	Расчетная формула
1	2
A_1°	$V_{P,X}$
A_2°	$V_{P,H} + \{ [V_{P,H} - V_{P,II}] / (\kappa_2 - 1) \}$
A_3°	$V_{P,II} + \{ (V_{P,II} - V_{P,min}) / (\kappa_1 - 1) \}$

1	2
B_1°	$-(V_{P.X} - V_{P.H})/P_{KP.P}$
B_2°	$-(V_{P.P} - V_{P.H})/(P_{KP.P} - P_{KP.H})$
B_3°	$-(V_{P.P} - V_{P.min})/(P_{KP.max} - P_{KP.P})$
a°	$A_1^\circ + A_3^\circ$
a_1°	$A_1^\circ - A_2^\circ$
a_2°	$A_2^\circ - A_3^\circ$
b°	$B_1^\circ + B_3^\circ$
b_1°	$B_1^\circ - B_2^\circ$
b_2°	$B_2^\circ - B_3^\circ$

Примечание. $V_{P.X}$, $V_{P.H}$, $V_{P.P}$, $V_{P.min}$ – скорость движения трактора соответственно холостого хода, номинальная, при $P_{KP.P}$ и при $P_{KP.max}$, км/ч;

$K_1 = P_{KP.max}/P_{KP.P}$; $K_2 = P_{KP.P}/P_{KP.H}$; $P_{KP.max}$ – сила тяги трактора, соответствующая максимальному крутящему моменту, кН.

Величину $P_{KP.max}$, $P_{KP.P}$, $P_{KP.H}$ находим с помощью следующего выражения при известных M_{max} , M_H и M_n :

$$P_{KP.max} = \frac{M_{max} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot 10^{-3}}{r_k} - (m_{\text{э}} \cdot g \cdot f), \quad (6)$$

где i_{mp} – передаточное число трансмиссии;

η_{mp} – механический КПД трансмиссии;

r_k – расчетный диаметр ведущего колеса или кинематический радиус ведущей звездочки;

$m_{\text{э}}$ – эксплуатационная масса трактора;

f – коэффициент сопротивления качению;

g – ускорение силы тяжести.

Далее определяем $P_{KP.P}$, $P_{KP.H}$.

Скорость движения трактора V_{∂} на определенной передаче рассчитываем по формуле

$$V_{\partial} = \frac{\pi \cdot n_{\partial}}{30} \cdot \frac{r_k}{i_{mp}} (1 - \delta), \quad (7)$$

где n_{∂} – частота вращения коленчатого вала на данной передаче, мин^{-1} ;

δ – буксование трактора; допустимое буксование трактора в расчетах принимают: колесных с формулой 4К2 – 16 %, или 0,16, с формулой 4К4 – 14 %, или 0,14, гусеничных – 5 %.

Аналогично рассчитываются математические ожидания часового расхода топлива \bar{G}_T [3].

$$\bar{G}_T = 0,5(a^* + b^* \bar{P}_{kp}) + (a_1^* + b_1^* \bar{P}_{kp}) \Phi(t_n) + (a_2^* + b_2^* \bar{P}_{kp}) \Phi(t_n) - \sigma_p \{(b_1^* \varphi(t_n) + b_2^* \varphi(t_n))\}, \quad (8)$$

где \bar{G}_T – математическое ожидание часового расхода топлива, кг/ч;

a_1^* , b_1^* , a_2^* , b_2^* , a^* , b^* – расчетные коэффициенты, определяемые при аппроксимации тяговой характеристики трактора по расходу топлива (табл. 4).

Таблица 4

Коэффициенты для расчета математических ожиданий часового расхода топлива трактора с двигателем постоянной мощности

Коэффициент	Расчетная формула
A_1^*	$G_{ТХ}$
A_2^*	$G_{ТН} + \{(G_{ТН} - G_{ТП}) / (\kappa_2 - 1)\}$
A_3^*	$G_{ТП} + \{(G_{ТП} - G_{ТО}) / (\kappa_1 - 1)\}$
B_1^*	$-(G_{ТХ} - G_{ТН}) / P_{кр.н}$
B_2^*	$-(G_{ТП} - G_{ТН}) / (P_{кр.п} - P_{кр.н})$
B_3^*	$-(G_{ТП} - G_{ТО}) / (P_{кр.маx} - P_{кр.п})$
a^*	$A_1^* + A_3^*$
a_1^*	$A_1^* - A_2^*$
a_2^*	$A_2^* - A_3^*$
b^*	$B_1^* + B_3^*$
b_1^*	$B_1^* - B_2^*$
b_2^*	$B_2^* - B_3^*$

Примечание. $G_{ТХ}$, $G_{ТН}$, $G_{ТП}$, $G_{ТО}$ – часовой расход топлива соответственно холостого хода, номинальный, для предельного крутящего момента, при максимальном крутящем моменте, кг/ч; $\kappa_1 = P_{кр.маx} / P_{кр.п}$; $\kappa_2 = \frac{P_{кр.п}}{P_{кр.н}}$.

Суммарные энергозатраты при использовании МТА можно определить по формуле [4]:

$$E_{мта} = E_{опр} + E_A, \quad (9)$$

где $E_{мта}$ – энергозатраты при использовании МТА, мДж/га;
 $E_{опр}$ – основные прямые топливно-энергетические затраты, мДж/га;
 E_A – энергозатраты, обусловленные несоблюдением оптимальных параметров и режимов работы агрегатов.

Основные прямые энергозатраты определяются по следующему соотношению [5]:

$$\overline{E}_{опр} = \frac{C_E \cdot \overline{G}_T}{N_e}, \quad (10)$$

где $\overline{E}_{опр}$ – математическое ожидание основных прямых топливно-энергетических энергозатрат;

$C_E = (\alpha_T \cdot K_a) / (0,36 \eta_T \cdot \tau)$ – коэффициент;

α_T – энергетический эквивалент дизельного топлива, мДж/кг;

K_a – удельное тяговое сопротивление рабочих машин, кН/м;

η_T – тяговый КПД трактора на рабочем режиме;

τ – коэффициент использования времени смены;

\overline{N}_e – математическое ожидание эффективной мощности дизеля, кВт;

\overline{G}_T – средний часовой расход топлива, кг/ч.

Нарушение сроков выполнения операций по возделыванию культур происходит, как отмечалось ранее, при несоблюдении оптимальных параметров и режимов работы МТА и является предметом более детального изучения.

Для определения E_A в работе [6] предлагается использовать выражение:

$$E_A = \frac{\sum_{i=1}^{N_i-1} (C_{Pi} \cdot W \cdot T_{cm} \cdot n_{cm}) + N^1 \cdot C_{Pi} \cdot W \cdot T_{cm} \cdot n_{cm}}{S_0}, \quad (11)$$

где C_{Pi} – коэффициент потерь урожая, мДж/га·день;

$$C_{Pi} = Y \cdot \Delta y \cdot Q / 100, \quad (12)$$

где Y – планируемая урожайность, кг/га;

Δy – потери урожая (%) на 1 день увеличения агросроков выполнения операций;

N_i – число целых дней в N^1 ;

S_0 – объем работы на данной операции, га;

W – производительность агрегата, га/ч;

Q – энергоёмкость одного килограмма продукта, МДж/кг (табл. 5) [7].

Таблица 5

Энергоёмкость 1 кг продукта

Культура	Энергосодержание, МДж/кг
Пшеница	12,8
Овес	11,0
Ячмень	10,8
Картофель	2,4
Кукуруза на силос	2,0
Капуста	1,09

$$N^1 = \frac{S_0}{W \cdot T_{cm} \cdot n_{cm}}, \quad (13)$$

где N^1 – число дней, необходимых для выполнения объёма S_0 ;

n_{cm} – число смен в одном рабочем дне;

T_{cm} – продолжительность смены, ч.

Значения Δy устанавливаются с учётом условий природно-климатических зон, либо могут быть приняты по следующей таблице [6]:

Таблица 6

Уменьшение потерь урожая Δy на 1 день сокращения периода полевых работ, %

Вид работы	Δy	Культура	Δy	
			Посев	Уборка
Лущение стерни	0,80	Колосовые	0,9	3,00
Безотвальная обработка	0,50	Кукуруза на силос	0,6	0,80
Культивация	0,30	Подсолнечник	0,8	3,60
Дискование	0,05	Горох	1,5	0,60
Боронование	1,20	Свекла	1,6	0,02
Вспашка зяби	0,50	Картофель	1,8	1,50

Определение величины потерь энергии E_A с использованием выражения (11) необходимо осуществлять путем сравнения базового значения производительности W_6 , которое соответствует номинальному ре-

жиму работы МТА и оптимальному значению $W_{\text{опт}}$, которое соответствует оптимальному режиму работы агрегата с учетом негативного влияния колебаний внешней погрузки.

Базовое значение производительности МТА W_6 и оптимальное значение $W_{\text{опт}}$ необходимо в данном случае определять по выражениям (1) и (4).

Коэффициент, учитывающий степень влияния переменного крутящего момента на производительность МТА, определяется по формуле:

$$\lambda_{\overline{W}_c}^* = \overline{W}_c^* / \overline{W}_{c_n}, \quad (14)$$

где \overline{W}_c^* – среднее значение часовой производительности, соответствующее оптимальному нагрузочному режиму двигателя, га/ч;

\overline{W}_{c_n} – среднее значение часовой производительности агрегата в области номинального режима.

Оптимальное и базовое значения топливно-энергетических затрат g_{eopt} и g_{e6} с учетом переменных внешних воздействий на агрегат определяются по выражению [1]:

$$\overline{g}_e = \overline{G}_T / \overline{N}_e, \quad (15)$$

где \overline{g}_e – среднее значение удельного расхода топлива, г/кВт·ч;

\overline{G}_T – средний часовой расход топлива, кг/ч;

\overline{N}_e – среднее значение мощности дизеля, кВт.

Коэффициент, учитывающий степень влияния переменного крутящего момента на удельный расход топлива g_e , определяется по формуле:

$$\lambda_{\overline{g}_e}^* = \overline{g}_e^* / \overline{g}_{e_n}, \quad (16)$$

где \overline{g}_e^* – среднее значение удельного расхода топлива, соответствующее оптимальному нагрузочному режиму двигателя, г/кВт·ч;

\overline{g}_{e_n} – среднее значение удельного расхода топлива в области номинального режима, г/кВт·ч.

Обобщающий критерий оценки влияния оптимальных параметров и режимов работы МТА на энергозатраты технологического процесса $E_{\text{МТА}}$ определяется по соотношению [4]:

$$\lambda_{\overline{E}_{\text{МТА}}}^* = \overline{E}_{\text{МТА}}^* / \overline{E}_{\text{МТА}6}, \quad (17)$$

где $\lambda_{\overline{E}_{\text{МТА}}}^*$ – оптимальное значение коэффициента оценки величины энергозатрат при использовании МТА;

$\overline{E}_{\text{МТА}}^*$ – среднее значение энергозатрат при использовании МТА в области оптимального нагрузочного режима работы двигателя, мДж/га;

$\bar{E}_{МТЛБ}$ – базовое значение энергозатрат при использовании агрегата в области номинального режима работы двигателя, МДж/га.

Общая энергопродуктивность урожая E_n определяется с помощью следующего выражения [7]:

$$E_n = E_{\mathcal{E}} \cdot \eta_{\mathcal{E}} + \Delta E_{ni}, \quad (18)$$

где $E_{\mathcal{E}}$ – экологическая энергия, МДж;

$\eta_{\mathcal{E}}$ – биоэнергетический КПД растений;

ΔE_{ni} – прибавка энергопродуктивности при энерготехнологических воздействиях E_{ai} .

$$\Delta E_{ni} = \sum_{i=1}^n E_{ai} \cdot \eta_{ai}, \quad (19)$$

где η_{ai} – биоэнергетический КПД оценки антропогенных воздействий.

Из выражения (19) получаем [7]:

$$\eta_{ai} = \Delta E_{ni} / \sum_{i=1}^n E_{ai}, \quad (20)$$

В таблице 7 представлены значения ΔE_{ni} для одной из природно-климатических зон Красноярского края [7].

Таблица 7

Чувствительность энергопродуктивности ΔE_{ni} яровой пшеницы к энерготехнологическим воздействиям E_{ai} в Восточной Сибири при средней урожайности 32 ц/га

Вид энергетического воздействия E_{ai}	Прибавка, %	Прибавка, ц/га	Энергосодержание прибавки, МДж/га	Энергозатраты, МДж/га	Чувствительность энергоспряжения
Обработка почвы под пар с внесением удобрений	20	6,40	8192	6067	1,36
Посев с внесением минеральных удобрений	6	2,88	3686	2514	1,46
Зяблевая вспашка	5	1,60	2048	1557–вспашки	1,32
Подготовка семян к посеву	3,5	1,12	1434	263	5,46
Лущение	4	1,28	1638	554	2,96
Предпосевная культивация	4	1,28	1638	246	6,66
Химпрополка	4	1,28	1638	255	6,42
Обработка ядами	4	1,28	1638	255	6,42
Закрытие влаги	3	0,96	1228	199	6,18
Боронование всходов	2	0,64	820	199	4,12

Энергозатраты антропогенных воздействий E_{ai} формируются, прежде всего, из затрат на семена и удобрения, на горюче-смазочные материалы, а также из энергии, затраченной при использовании техники.

Поэтому коэффициент η_{ai} с учетом эффективности использования оптимальных режимов работы МТА можно рассчитать по формуле [4]:

$$\eta_{ai} = \Delta E_{ni} / \left(\sum_{i=1}^n E_{ai} \lambda_{E_{MTA}}^* \right) \quad (21)$$

Выводы

1. Результаты анализа позволяют утверждать, что основу энергозатрат при использовании МТА составляют прямые топливно-энергетические затраты и потери энергии урожая по причине нарушения агро-сроков выполнения технологических операций.

2. Изучение современных методик определения величины энергозатрат при использовании МТА позволило определить основные пути оценки влияния оптимальных параметров и режимов на уровень энергозатрат технологического процесса.

Литература

1. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. – Л.: Колос, 1978.
2. Журавлев С.Ю. Влияние переменных внешних факторов на производительность машинно-тракторных агрегатов // Вестн. КрасГАУ. – 2011. – № 7. – С. 148–153.
3. Журавлев С.Ю. Оценка эффективности функционирования мобильных сельскохозяйственных агрегатов с использованием тяговой характеристики трактора // Вестн. КрасГАУ. – 2011. – № 9. – С. 146–151.
4. Журавлев С.Ю., Цугленок Н.В. Оценка влияния оптимальных показателей работы МТА на энергозатраты технологического процесса // Вестн. КрасГАУ. – 2010. – № 10. – С. 146–151.
5. Агеев Л.Е., Джабборов Н.И., Эвиев В.А. Оптимизация энергетических параметров МТА // Тракторы и с.-х. машины. – 2004. – № 2. – С. 19–20.
6. Хафизов К.А. Структура энергетических затрат на технологических операциях в растениеводстве // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве: тр. 3-й междунар. науч.-техн. конф. (Москва, 14–15 мая 2003 г.). – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2003. – С. 9–13.
7. Цугленок Н.В. Энерготехнологическое прогнозирование: учеб. пособие. – Красноярск, 2004. – 276 с.
8. Зангиев А.А., Лышко Г.П., Скороходов А.Н. Производственная эксплуатация машинно-тракторного парка. – М.: Колос, 1996. – 320 с.
9. Агеев Л.Е., Шкрабак В.С., Моргулис-Якушев В.Ю. Сверхмощные тракторы сельскохозяйственного назначения. – Л.: Агропромиздат, 1986. – 415 с.



МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН НА МНОГОСТУПЕНЧАТОМ ВАЛЬЦОВОМ СЕПАРАТОРЕ

Получены аналитические выражения, описывающие технологический процесс сортирования семян на многоступенчатом вальцовом сепараторе с учетом влияния угла наклона и шероховатости вальцов на полноту выделения проходовой фракции.

Ключевые слова: многоступенчатый вальцовый сепаратор, дифференциальные уравнения технологического процесса, вальцы сепаратора, семена хвойных пород.

A.V. Knyazev, G.N. Vakhnina

MATHEMATICAL MODEL OF SEED SORTING PROCESS ON THE MULTI-STEP ROLLING SEPARATOR

The analytical expressions describing the seed sorting technological process on multi-step rolling separator taking into account the influence of gradient angle and roll roughness on the separation completeness of passage fraction are received.

Key words: multi-step rolling separator, technological process differential equation, separator rolls, conifer seeds.

Конструкции машин, которые существуют на сегодняшний день для очистки и сортирования семян, малоэффективны в процессе обработки лесосеменного материала. Традиционно используемые решетчатые устройства, разделяя семена хвойных пород по размерным признакам, недостаточно качественно осуществляют технологический процесс обработки лесных семян. Это обосновывается тем, что в процессе их работы качество разделения семян ухудшается, происходит смешивание фракций и травмирование семян [1, 2]. Анализ исследований показал, что сортируемые семена хвойных пород мелких фракций толщиной 1,2–1,3 мм выделяются на решетках в пределах 12 %. В свою очередь, полнота выделения проходовой фракции семян толщиной 1,3–1,4 мм не превышает 33 %. Следует отметить, что масса этих фракций составляет около 30 % общей семенной массы. Поэтому 1/3 семян остается неотсортированной по размерным признакам, что при посеве приводит к выбраковке 20–25 % посадочного материала [1, 2, 4].

Цель исследований. Теоретические исследования влияния скорости движения семян по рабочей поверхности вальцов, скорости движения семян после отрыва от рабочего органа в целях обоснования длин ступеней, зоны размещения приемных лотков многоступенчатого сепаратора на полноту выделения проходовой фракции семян.

Одним из перспективных направлений в решении вопроса очистки и сортирования семян по размерным признакам является создание многоступенчатого вальцового сепаратора. Технологический процесс разделения семян в многоступенчатом вальцовом сепараторе представляет собой движение частиц по поверхности рабочего органа и прохождение их в межвальцовое пространство [3]. С целью обновления конструктивно-технологических параметров многоступенчатого вальцового сепаратора проведены аналитические исследования. Рассмотрен процесс движения частиц по рабочей поверхности вальцов (рис. 1).

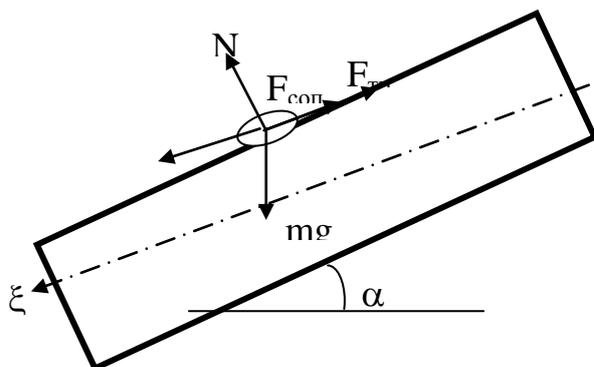


Рис. 1. Схема движения частиц по рабочей поверхности вальцов

При движении по рабочему органу на частицу действуют силы тяжести $G_n = mq$, две силы трения скольжения по вальцам $F_{тр.}$, сила сопротивления воздуха $F_{сопр.}$, учет которой необходим из-за малой массы частицы.

Дифференциальное уравнение движения частицы по рабочему органу запишется в следующем виде [2]:

$$m \frac{d^2 \xi}{dt^2} = mq \sin \alpha - 2F_{тр} - F_{сопр} \quad (1)$$

В свою очередь

$$F_{тр} = \frac{mq \cos f}{Q_1 + Q_2 \left(C_1 + C_2 \frac{\pi D n_B}{60} \right)}, \quad (2)$$

где m – масса частицы; q – ускорение свободного падения; f – коэффициент трения; C_1 и C_2 – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств семян и от шероховатости вальцов; D – диаметр вальцов; n_B – окружная скорость вальцов.

$$Q_1 = \text{const} = \sqrt{2(1 + \cos \gamma)}, \quad Q_2 = \text{const} = \sqrt{2(1 + \cos \gamma)}. \quad (3)$$

Введя обозначения, получим: $m \frac{d^2 \xi}{dt^2} = mq \sin \alpha - 2Kmqf \cos \alpha - kV^2$. (4)

После сокращения на массу и приведения к каноническому виду уравнение движения частицы представится в виде:

$$\ddot{\xi} = q \sin \alpha - 2Kqf \cos \alpha - \frac{k}{m} V^2, \quad (5)$$

где введено обозначение $K = \left[Q_1 + Q_2 \left(C_1 + C_2 \frac{\pi D \cdot n}{60} \right) \right]^{-1}$.

Скорость частицы в момент времени составит:

$$V = \sqrt{\frac{mq(\sin \alpha - 2Kf \cos \alpha)}{k}}. \quad (6)$$

Анализ выражения (6) позволяет сделать заключение о том, что осевая скорость движения частицы по рабочему органу зависит от переменной величины k , коэффициента трения частиц по рабочему органу f и угла наклона вальцов к горизонту. При увеличении шероховатости поверхности и угла наклона рабочего органа осевая скорость перемещения частицы уменьшается [1]. Снижение же шероховатости или повышение частоты вращения вальцов ведет к увеличению осевой скорости частиц. Рассмотрена фаза полета частиц (рис. 2).

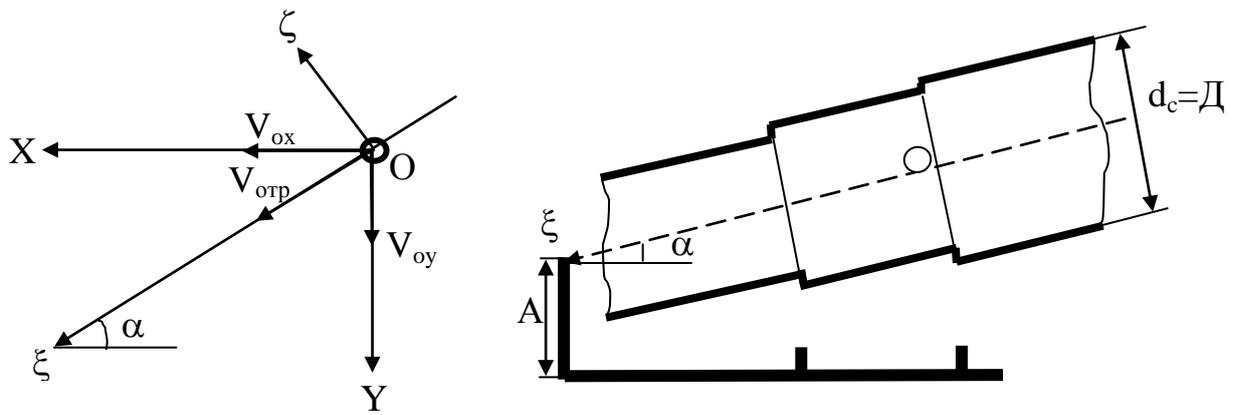


Рис. 2. Схема движения частиц после отрыва от вальцов

Получены аналитические выражения, описывающие фазу полета, то есть движения семян после отрыва от вальцов [1,2]:

$$\begin{aligned} (V_{отр})_x &= V_{ox} = V_{отр} \cos \alpha \\ (V_{отр})_y &= V_{oy} = V_{отр} \sin \alpha \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} m \ddot{x} &= m \frac{d^2 x}{dt^2} \\ m \ddot{y} &= m \frac{d^2 y}{dt^2} \end{aligned} \quad (8)$$

После преобразований получим выражение для закона изменения во времени продольной скорости частицы по оси X:

$$V_x(t) = \frac{V_{ox}}{\frac{R_5}{m} V_x \cdot t + 1} \quad (9)$$

$$\text{где } R_5 = \frac{\pi C_v g_B d^2}{8}, \text{ по оси Y: } V_y(t) = \frac{V_{oy} + qt}{\frac{R_6}{m} V_y t + 1} \quad (10)$$

$$\text{где } R_6 = \frac{\pi C_v g_B d^2}{8}$$

Из полученного выражения (9) видно, что продольная скорость частицы V_x в фазе полета все время уменьшается (вплоть до $V_x \approx 0$ при больших t), что обусловлено как формой траектории падающих частиц, так и силой сопротивления воздуха. Поэтому потери продольной скорости частицы обратно пропорциональны ее массе.

Величина скорости частицы на оси Y все время возрастает за счет работы силы тяжести, которая повышает работу силы сопротивления воздуха ($q > \frac{R_6}{m} V_y t$) в интервале времени t , поскольку время полета частицы от момента проваливания и до момента падения в приемный лоток мало.

Выводы

1. Получены аналитические выражения, позволяющие определять скорость движения частиц по рабочей поверхности вальцов, скорость движения частиц после отрыва от рабочего органа многоступенчатого вальцового сепаратора в целях обоснования длин ступеней, зону размещения приемных лотков для качественного разделения семян на фракции.

2. Результаты теоретических исследований показывают, что основное влияние на полноту выделения проходовой фракции семян оказывают угол наклона рабочего органа α , частота вращения рабочего органа n и шероховатость поверхности вальцов.

3. Анализ полученных дифференциальных уравнений показывает, что изменение угла наклона к горизонту продольной оси сепаратора в целом оказывает незначительное влияние на фазы полета семян. При этом имеет место некоторое уменьшение продольного перемещения частицы в фазе полета при уменьшении угла наклона. В целом предложенный подход дает возможность рассчитывать оптимальные длины приемных лотков (не допускающие смешивание фракций) с учетом заложенного в конструкцию сепаратора диапазона регулировки угла наклона вальцов.

Литература

1. Свиридов Л.Т., Голев А.Д., Князев А.В. О перспективном направлении в сортировании семян хвойных пород и некоторых конструктивных решениях // Научно-технические проблемы в развитии ресурсосберегающих технологий и оборудования лесного комплекса: мат-лы междунар. науч.- практ. конф. – Воронеж, 1998. – С. 30–32.
2. Князев А.В. Конструкция многоступенчатого вальцового сепаратора для очистки и сортирования лесных семян // Рациональное использование лесных ресурсов: мат-лы междунар. науч.-практ. конф. / под общ. ред. Ю.А. Ширнина. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2001. – С. 154–155.
3. Пат. №2170147 RU МКИ³, 7 В 07 В 1/16, Российская Федерация. Устройство для очистки и калибрования лесных семян хвойных пород / Л.Т. Свиридов, А.Д. Голев, А.В. Князев [и др.]. – №2000100069/03; заяв. 15.01.2000; опубл. 10.07.2001, Бюл. № 19.
4. Князев А.В. Разработка математической модели для определения осевой скорости движения частиц в многоступенчатых сепараторах // Лесное хозяйство Поволжья: межвуз. сб. науч. тр. – 2002. – Вып. 5. – С. 504–510.

