

5. Клец Д.М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів: автореф. дис...доктора техн. наук/ Харк. нац. автом. дорож. ун-т. – Харків, 2015, 40 с.

Лебедев Анатолій Тихонович, д-р техн. наук, професор, Сумський національний аграрний університет, tiaxntusg@gmail.com,

Шуляк Михайло Леонідович, д-р техн. наук, професор, Сумський національний аграрний університет m.l.shulyak@gmail.com;

ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ТЯГОВОГО ККД ТРАКТОРА У СКЛАДІ ГРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ

Забезпечення максимального коефіцієнта корисної дії (ККД) трактора у складу ґрунтообробного агрегату повинно базуватися на аналізі його взаємодії з опорною поверхнею та співвіднесенні маси трактора та сільськогосподарської машини. Класичний підхід до визначення ККД не враховує розгалужену систему валів відбору потужності й ступінь їх використання у комбінованих ґрунтообробних агрегатах. Для вирішення відповідної задачі у дослідженні застосовано синтез математичного апарату з формування системного підходу по раціональному співвідношенню тягового зусилля трактора і маси ґрунтообробного агрегату.

Огляд літератури показав, що сучасне вчення про ККД трактора [1, 2] спрямовано на забезпечення його оптимального значення при нестабільності сили тяги на гаку і опору перекочування коліс ведучих мостів [3]. Проте подібний підхід не враховує довантаження трактора масою сільгоспмашини, що агрегатується, особливо при зміні маси при виконанні технологічної операції.

В практики проектування та експлуатації тракторів ККД трактора η_T враховує втрати енергії при передаванні потужності в трансмісії η_{Tr} , в ходовій системі η_r , на буксування η_δ і на опір руху η_f [1, 4]

$$\eta_T = \eta_{Tr} \cdot \eta_r \cdot \eta_\delta \cdot \eta_f. \quad (1)$$

ККД трансмісії η_{Tr} залежить в основному від потужності, що передається $\eta_{Tr} = f_1(N)$; η_r залежить від потужності, що передається N , зчпної маси трактора m і опорної площі ходової системи S $\eta_r = f_2(N, m, S)$; η_δ , η_f є функцією швидкості руху V , зчпної маси m , опорної площі ходової системи S і тягового зусилля P $\eta_\delta, \eta_f = f_3, f_4(V, m, S, P)$.

Отже, залежність (1) записується у виді

$$\eta_T = f_1(N) f_2(N, m, S) f_3(V, m, S, P) f_4(V, m, S, P). \quad (2)$$

При оцінці екстремуму η_T є функцією чотирьох змінних V, m, S, P , які не є незалежними, але зв'язані між собою одним або декількома змінними, можливе визначення відносного (або умовного) екстремуму. Наприклад, при визначення екстремуму зниження втрат потужності в ходовій системі $\eta_r=f_2(N, m, S)$ вирішується задача при додаткових умовах: $\varphi(N, m, S=a)$ і $\psi(N, m, S=b)$, де a і b – величини постійні. Функціональна залежність $\eta_r=f_2(N, m, S)$ записується у виді

$$F(N, m, S) = f(N, m, S) = \lambda\varphi(N, m, S) + \mu\psi(N, m, S),$$

де λ і μ – невизначені множники.

Необхідна умова екстремуму функції $f(N, m, S)$ виражаються залежностями

$$\varphi=a; \psi=b; \frac{\partial F}{\partial N} = 0; \frac{\partial F}{\partial m} = 0; \frac{\partial F}{\partial S} = 0.$$

При аналізі даних залежностей отримані початкові умови $N_0, m_0, S_0, \lambda_0, \mu_0$. Якщо при будь-яких прирощеннях dN, dm, dS , що задовольняють рівностям $d\varphi=0$ і $d\psi=0$, знак диференціалу 2-го порядку функції $F(N, m, S)$ зберігається позитивним, то у точках N_0, m_0, S_0 функції мають мінімум, при негативному – максимум.

Геометрична інтерпретація функцій змінних у цьому випадку буде являти собою n -розмірний простір, а екстремум буде знаходитись в $n-1$ ї гіперповерхні.

Для визначення параметрів двох змінним маси МТА $m_a = m_m + m_3$ і тягового зусилля на гаку трактора $P_{зак}$, при яких забезпечується $\eta_{T max}$, необхідно вирішити наступні рівняння

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial m_a} = f_1 \left(\frac{\partial f_2}{\partial m_a} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial m_a} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial m} f_2 f_3 \right) = 0; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_{\kappa}} = f_1 \left(\frac{\partial f_2}{\partial P_{\kappa}} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial P_{\kappa}} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial P_{\kappa}} f_2 f_3 \right) = 0. \quad (4)$$

В даному прикладі вирішується завдання функції двох змінних, яка при геометричній інтерпретації являє собою поверхню в тривимірному просторі у вигляді перевернутої чаші (рис. 1). Екстремальне значення $\eta_{T max}$ відповідає її найвищій точці.

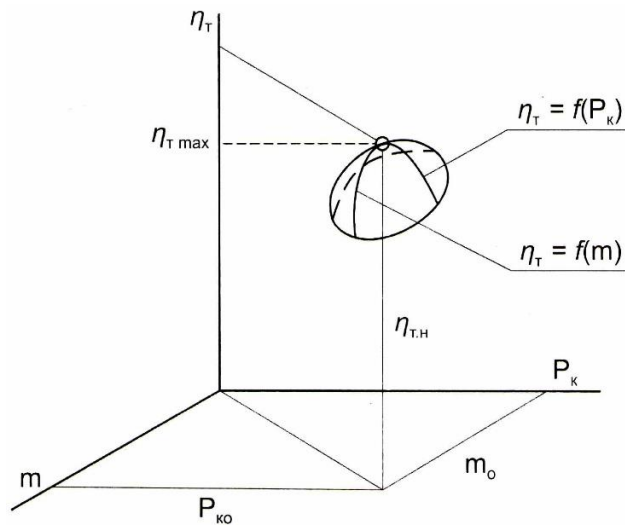


Рисунок 1 – Залежність тягового ККД η_T трактора від його експлуатаційної маси m і тягового зусилля P_k

Трактори загального призначення оснащуються передніми і задніми валами відбору потужності (ВВП), що забезпечує привод робочих органів навісних і причіпних сільгоспмашин і знарядь у складі комбінованого сільгоспагрегату. Для даних агрегатів ККД розраховується за залежністю

$$\eta_a = \frac{\prod_i^n \eta_T \sum_i^n N_T}{\sum_i^n \left(N_T / \prod_i^n \eta_y \right)}, \quad (5)$$

де $\prod_i^n \eta_T$ – добуток ККД послідовно з'єднаних ланок розподілення потоку потужності; $\sum_i^n N_T$ – сума корисних потужностей на вихідних ланках паралельних споживачів; $\prod_i^n \eta_y$ – добуток ККД послідовно з'єднаних ланок паралельних споживачів.

За залежностями $\eta_a = f(N_{PTO}, N_f, \eta_T, \eta_{PTO}, \eta_f)$ з урахуванням діапазону тягових опорів існуючих сільгоспзнарядь, що склався, а також тенденції до застосування широкозахватних і комбінованих знарядь, доцільно оцінювати раціональні параметри ваги, тягового опору сільгоспмашин і ККД комбінованих агрегатів.

Перелік посилань

1. Лебедев С. (2011). Ефективний тяговий ККД трактора на орних роботах. Техніка і технології АПК. № 8. С. 11-14.

URL:

https://ndipvt.com.ua/oldsite/arcive_journal/2011/ТТАРК%208%202011.pdf.

2. Ребров А.Ю. (2012). Мощностной баланс и КПД пахотного МТА в работе в тяговом режиме. Вісник НТУ «ХПІ». № 20. С. 67-72.

URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/9839>.

3. Hafiz Md-Tahir, Jumin Zhang, Junfang Xia, Chunling Zhang, Hua Zhou, Yinghao Zhu, Rigid lugged wheel for conventional agricultural wheeled tractors – Optimising traction performance and wheel–soil interaction in field operations, Biosystems Engineering, Volume 188, 2019, Pages 14-23
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.10.001>

4. Macmillan, R. H. (2002). The mechanics of tractor-implement performance: theory and worked examples: a textbook for students and engineers. The University of Melbourne, 166. URL: <https://rest.neptune-prod.its.unimelb.edu.au/server/api/core/bitstreams/1fb33cfd-03a2-523e-9958-bfcceebc9ef5/content>

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Бобров Ілля Олексійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, bobrovi1a75@gmail.com

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДЛЯ БІЛЬШ КОРЕКТНОГО ПРОВЕДЕННЯ ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ МАШИН

Введення маси тіла до Міжнародної системи одиниць SI створила у деяких науковців і студентів деяку плутанину. Наприклад: «Що ми вимірюємо на важелях – масу тіла чи його вагу?». Якщо вагу то чому у кілограмах, а не у Ньютонах?

Маса і вага тіла відповідно до другого закону Ньютона пов'язані між собою набутним рівнянням

$$G = m \times g \quad (1)$$

чи

$$m = \frac{G}{g} \quad (2)$$

де G - вага тіла;

m - маса тіла;

g - прискорення вільного падіння.