

## ТЕОРЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРАКТОРА

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Обґрунтовані теоретичні проблеми теорії трактора і тягово-приводних МТА в напрямку їх тягової потужності і тягового ККД; доведено, що найбільш інформативним показником оцінки тягових властивостей трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами є його прискорення при розгоні.*

**Вступ.** Теорія трактора – наука про методи дослідження його експлуатаційних властивостей на стадії проектування і експлуатації. У задачі теорії трактора входять вивчення принципу побудови машин, оптимізація їх параметрів. Експлуатаційні властивості трактора – група властивостей, що визначають ступінь його пристосованості до експлуатації в якості мобільного енергетичного засобу.

Насичення ринку України високоенергонасиченими тракторами, в тому числі закордонними, зажадало подальшого розвитку теорії трактора в напрямку відповідності їх своїм функціональним призначенням.

**Аналіз основних публікацій, досліджень.** Теорія трактора як окрема галузь науки сформувалась у середині 30-х років минулого століття, коли почався період бурхливого розвитку тракторобудування.

Перший посібник з теорії трактора був виданий у 1935 р. проф. М.І. Медведєвим [1]. У 1952 р. проф. Є.Д. Львов [2] видав більш повний посібник, у якому автор вперше узагальнив накопичені раніше розрізнені питання теорії трактора, виклав їх у певній послідовності та взаємозв'язку. Створення у 1960-1970 роках високоенергонасичених тракторів, що працюють на підвищених швидкостях руху, вимагало подальшого розвитку теорії трактора, особливо у галузі взаємодії рушіїв з ґрунтом, розгону машинно-тракторного агрегату, стійкості та керованості, плавності ходу трактора, комфорту оператора. Дані питання були узагальнені з єдиних позицій проф. В.В. Гуськовим [3]. У 70-ті роки минулого століття проф. Г.М. Кутьков висунув гіпотезу створення сільськогосподарських тракторів тягово-енергетичної концепції замість тягової, теоретичні основи якої викладені у роботі [4].

З числа найбільш значущих робіт по динаміці трактора слід відзначити роботи акад. В.Н. Болтинського [5], який започаткував основи динаміки трактора. Узагальнення та систематизацію робіт з тягової динаміки трактора виконав проф. Г.М. Кутьков, а з плавності ходу – проф. В.Я. Анілович. Ними у співробітництві з проф. І.Б. Барським була видана монографія з динаміки трактора [6], яка стала продовженням теорії трактора, розробленої проф. Є.Д. Львовим [2].

Результати нових наукових досліджень в галузі теорії колісних і гусеничних машин з різними типами трансмісій узагальнені в монографії [7], у якій з єдиних позицій розглянуті динамічні процеси машин при взаємодії з зовнішнім середовищем, особливо з дорогою.

Експлуатаційні властивості тракторів, їх показники узагальнені, класифіковані та доповнені проф. І.І. Трепененковим [8], який запропонував принцип класифікації тракторів за номінальним тяговим зусиллям, враховуючи питання їх агрегування з робочими машинами та знаряддям.

Практика ставить нині перед наукою необхідність виконання досліджень в напрямку відповідності тракторів підвищеної енергонасиченості їх функціональному призначенню. При цьому першочерговою проблемою є оцінка тягово-швидкісних властивостей тракторів при нестабільних його параметрах і режимах роботи.

**Метою даної роботи** є обґрунтування напрямку розвитку теорії тягово-швидкісних властивостей трактора і методів їх оцінки при виконанні технологічного процесу.

**Результати дослідження.** Розглянуто теоретичні проблеми тракторів і тягово-привідних МТА в напрямку їх тягової потужності і тягового ККД.

*Проблема (Тягова потужність і тяговий ККД трактора).* Тягова потужність трактора характеризується потужністю, необхідної для подолання тягових опорів агрегованих з трактором машин і знарядь, а тяговий ККД – відношенням тягової потужності до ефективної потужності двигуна [3]. У технічній і навчальній літературі існує два визначення тягового ККД трактора. У роботі [2] запропоновано оцінювати тяговий ККД по залежності  $\eta_y = N_{TM} / N_{EM}$ , а у роботі [4] –  $\eta_T = N_T / N_e$ , де  $N_{TM}, N_T; N_{EM}, N_e$  – відповідно максимальна і номінальна тягова потужність трактора і потужність двигуна. У роботі [1]  $\eta_y$  названо умовним тяговим ККД трактора, який до теперішнього часу використовується поряд з  $\eta_T$  при оцінці тягових показників тракторів. У роботі [4] доведена нееквівалентність  $\eta_y$  та  $\eta_T$ , що є наслідком різного розуміння потенційної тягової характеристики трактора, обґрунтованої у роботі [8], як огинаюча тягових характеристик по передачах, відповідним номінальним оборотам двигуна.

На прикладі тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 (відповідно маса експлуатаційна 4990 кг і 8900 кг, номінальна потужність двигуна 96 кВт і 128,7 кВт) теоретично доведено і експериментально підтверджено, що тягова потужність  $N_T$  тракторів на орних роботах описуються опуклою функцією тягового зусилля  $P_K$  з локальним максимумом (рис. 1).

При визначенні локального максимуму потенційної тягової характеристики трактора, яка характеризується залежністю  $N_T = f(P_K)$ , необхідно для знаходження екстремуму такої функції взяти по її незалежній змінній першу похідну і прирівняти нулю, тобто  $dN_T / dP_K = f'(P_K) = 0$ . Вирішуючи цю залежність відносно  $P_K$  визначається екстремальне значення  $N_T$ . Наприклад, при рівності тягового зусилля номінальному значенню  $P_K = P_{KH}$

маємо функцію  $N_T = f(P_{KH})$ , екстремум якої визначається за знаком другої похідної. При  $d^2N_T/d^2P_K > 0$  маємо мінімум функції, при  $d^2N_T/d^2P_K < 0$  – максимум.

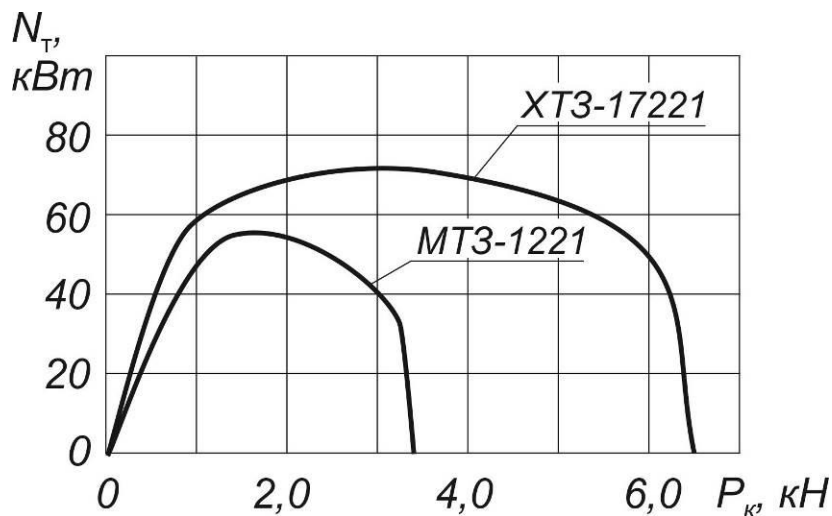


Рис. 1 – Потенційна тягова характеристика тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 на орних роботах

Розглядаючи залежність  $N_T = f(P_K)$  в динаміці, що характерно при виконанні трактором орних робіт [8], можна записати  $N_T = aP_K^2 + bP_K + c$ , де  $a, b, c$  – коефіцієнти енергоємності оранки. Для даної функції формулюється наступне твердження:

*Квадратична функція  $N_T = aP_K^2 + bP_K + c$  приймає екстремальне максимальне значення  $N_{T \max} = c - b^2 / 4a$  при  $P_K = -b / 2a$  та  $a < 0$ .*

**Доказ.** Функцію  $aP_K^2 + bP_K + c$  ( $a \neq 0$ ) при визначенні максимального екстремального значення перетворимо до виду:

$$aP_K^2 + bP_K + c = a(P_K^2 + b/aP_K) + c = a(P_K^2 + 2P_K b/2a + b^2/4a - b^2/4a^2) + c = a[(P_K + b/2a)^2 - b^2/4a^2] + c = a(x + b/2a)^2 + (c - b^2/4a).$$

При  $a < 0$  перший доданок  $a(P_K + b/2a)^2$  недодатний і матиме найбільше значення при  $P_K + b/2a = 0$ , тобто при  $P_K = -b/2a$ .

При постійному значенні другого доданка квадратична функція має найбільше значення  $N_{T \max} = c - b^2 / 4a$ .

Твердження доказано.

Розрахунок за цим твердженням максимальних значень потенційної тягової характеристики тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 на орних роботах (оранка стерні озимої пшениці на глибінь 25 ... 27 см) підтвердили адекватність максимального значення  $N_{T \max}$  (МТЗ-1221 – 56 кВт, ХТЗ-17221 – 74 кВт)

результатами тягових випробувань тракторів (по рис. 1). При цьому маємо для тракторів МТЗ-1221 –  $\eta_{T \max} = 0,58$ , ХТЗ-17221 – 0,57.

При оцінці залежності  $\eta_T$  від втрат енергії в трансмісії  $\eta_{тр}$  і рушії  $\eta_g$ , на буксування  $\eta_\delta$  і пересування  $\eta_f$ , тобто  $\eta_T = f(\eta_{тр}, \eta_g, \eta_\delta, \eta_f)$ , вирішується завдання забезпечення  $\eta_{T \max}$  при рівності нулю перших похідних зазначеної функції за параметрами.

Параметри  $\eta_{тр}$  та  $\eta_g$  оцінюють досконалість конструкції трансмісії і рушії трактора,  $\eta_\delta$  та  $\eta_f$  – досконалість взаємодії ходових систем трактора з ґрунтом.

При цьому параметри  $\eta_{тр}, \eta_g, \eta_\delta, \eta_f$  записуються у вигляді  $\eta_{тр} = f_1(N)$ ,  $\eta_g = f_2(N, m, S)$ ,  $\eta_\delta = f_3(v, m, S, P_k)$  і  $\eta_f = f_4(v, m, S, P_k)$ , де  $N$  – передана потужність трансмісією;  $m$  – зчїпна маса;  $S$  – опорна площа рушії;  $v$  – швидкість руху і  $P_k$  – тягове зусилля. В даному випадку можна записати

$$\eta_T = f_1(N)f_2(N, m, S)f_3(v, m, S, P_k)f_4(v, m, S, P_k).$$

Для визначення параметрів, наприклад двох  $m$  і  $P_k$ , при яких забезпечується  $\eta_{T \max}$ , необхідно вирішити наступні рівняння:

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial m} = f_1 \left( \frac{\partial f_2}{\partial m} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial m} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial m} f_2 f_3 \right) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_k} = f_1 \left( \frac{\partial f_2}{\partial P_k} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial P_k} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial P_k} f_2 f_3 \right) = 0. \quad (2)$$

В даному прикладі вирішується завдання функції двох змінних, яка при геометричній інтерпретації являє собою поверхню в тривимірному просторі у вигляді перевернутої чаші (рис. 2).

З цієї поверхні визначається  $\eta_{T \max}$ , відповідний вищій точки поверхні  $\eta_T = f(m, P_k)$ .

Двигуни тракторів з малим запасом крутного моменту ( $\approx 15-17\%$ ) відносяться до двигунів з локальним максимум потужності, для яких необхідно доказ відповідності характеру зміни тягового ККД і потенційної тягової характеристики трактора. З цією метою запишемо систему рівнянь взаємозв'язку потужності двигуна  $N_g$  і тягового зусилля  $P_k$  трактора в вигляді:

$$\left. \begin{aligned} dN_g / dP_k &= 0; \\ dN_g \eta_T / dP_k + N_g d\eta_T / dP_k & \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Умовою спільного вирішення даної системи є задоволення рівності  $N_g d\eta_T / dP_k = 0$ , при якому тягове зусилля  $P_{\text{дм}}$ , при якій досягається максимум потужності двигуна на конкретній передачі, збігається з тяговим зусиллям  $P_{\text{км}}$ ,

доставляє максимум тягової потужності трактора. У цьому випадку рівність  $P_{\text{дм}} = P_{\text{км}}$  виконується тільки в одній точці  $P_{\text{кп}}$ , де досягається максимум тягового ККД трактора.

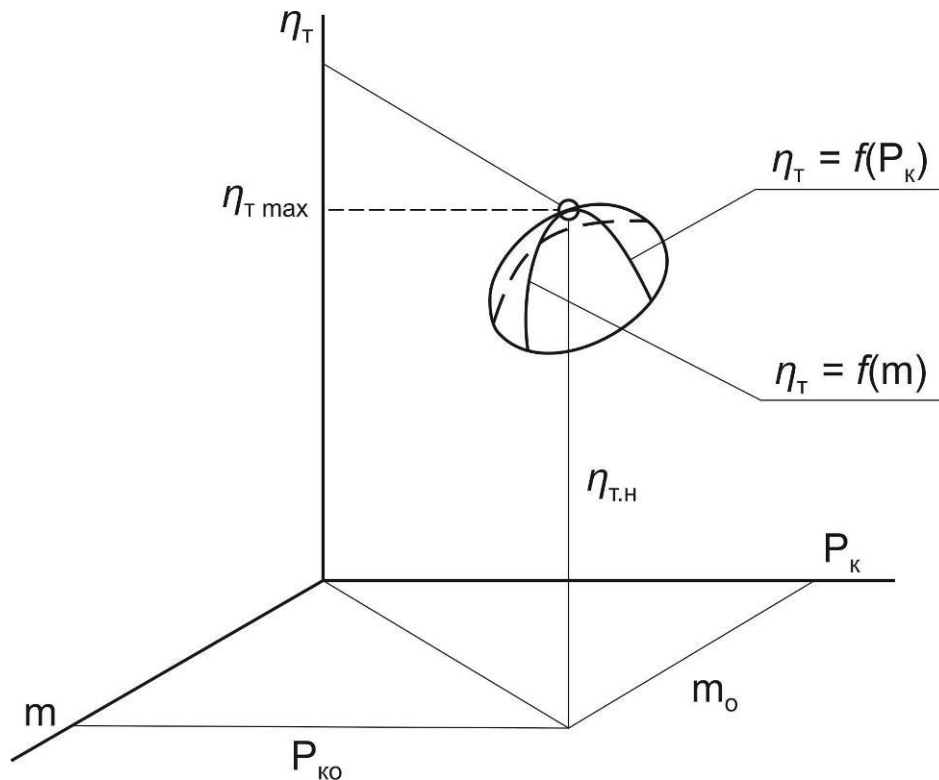


Рис. 2 – Залежність тягового ККД  $\eta_T$  трактора від його експлуатаційної маси  $m$  і тягового зусилля  $P_K$

Оскільки  $N_g > 0$ , знак  $N_g d\eta_T / dP_K$  визначається другим співмножником. Звідси слідує, що при  $P_{\text{дм}} < P_{\text{кп}}$  маємо  $P_{\text{км}} > P_{\text{дм}}$  і навпаки.

Таким чином, для сільськогосподарського трактора в робочому діапазоні тягових зусиль  $P_K < P_{\eta}$  максимум тягової потужності досягається на коректорній гілці характеристики двигуна і відображає тягово-зчіпні і потужності якості трактора в неробочій зоні його тягової характеристики, використовуваної для подолання короткочасного збільшення опору руху. Саме при цьому і виникають проблеми при комплектуванні тракторного агрегату, якщо за основу береться максимальна тягова потужність. Дана проблема вирішується в основному при застосуванні на тракторах двигунів з підвищеним коефіцієнтом запасу крутного моменту (двигуни постійної потужності ДПП), який характеризується відношенням максимального крутного моменту  $M_{e \text{ max}}$  двигуна до його значенням  $M_{e \text{ ном}}$  при номінальній частоті обертання колінчастого вала, тобто  $K_M = M_{e \text{ max}} / M_{e \text{ ном}}$  [10]. На більшості тракторів зарубіжних фірм встановлені ДПП мають  $K_M = 1,4 \dots 1,5$ , наприклад найбільш затребувані на ринку України трактора Case IH Magnum 340 маємо  $K_M = 45,7$

%, New Holland T8.398 –  $K_m$  – 41,9 %, John Deere 8335R –  $K_m$  – 41,4 %.

Сформована тенденція застосування на сільськогосподарських тракторах ДПП і багатошвидкісних трансмісій вимагає уточнення теоретичного опису робочого процесу їх взаємодії. Відповідно до традиційної теорії трактора при коливаннях сили тяги виникають відповідні коливання режими роботи ДПП, тобто регулярні переходи з коректорної гілки характеристики на регуляторну гілку, робота на якій по витраті палива не може бути визнана ефективною. Пропонується для тракторів з ДПП відмовитися від номінального режиму роботи дизеля в якості основного, при якому можлива його робота на регуляторній характеристиці, замінивши його робочим режимом при меншій частоті обертання колінчастого вала.

Таким чином, робочий режим роботи ДПП при зниженій частоті колінчастого вала не потребує перемикань передач при реальних коливаннях сили тяги трактора при виконанні польових операцій.

При традиційному підході [10] вибору коефіцієнта  $q$  геометричного ряду робочих швидкостей трактора його взаємозв'язок з  $K_m$  оцінюється по залежності  $q = \sqrt[3]{K_m}$ . У реальних цифрах дана залежність показує, що при зміні  $K_m$  від 1,3 до 1,6 перепад між сусідніми швидкостями трактора в робочому діапазоні повинен бути від 1,09 до 1,17. В цьому випадку діапазон робочих швидкостей  $D$  трансмісії трактора при кількості  $K$  швидкостей в робочому діапазоні визначається за

$$K_m = D^3 / (K - 1). \quad (4)$$

Дана залежність відображає теоретичний взаємозв'язок між показниками ДПП і параметрами трансмісії трактора, що дозволяє забезпечити їх злагоджену роботу.

При зміні робочих швидкостей тракторів при виконанні технологічних процесів в рослинництві в межах від 4 до 12 км/год. по залежності (4) розраховані коефіцієнти  $K_m$  пристосовності ДПП по моменту, виходячи з діапазону робочих швидкостей  $D=3$  і заданої мінімальної кількості  $K$  швидкостей, а також значення коефіцієнта перепаду  $q$  між суміжними швидкостями (табл. 1).

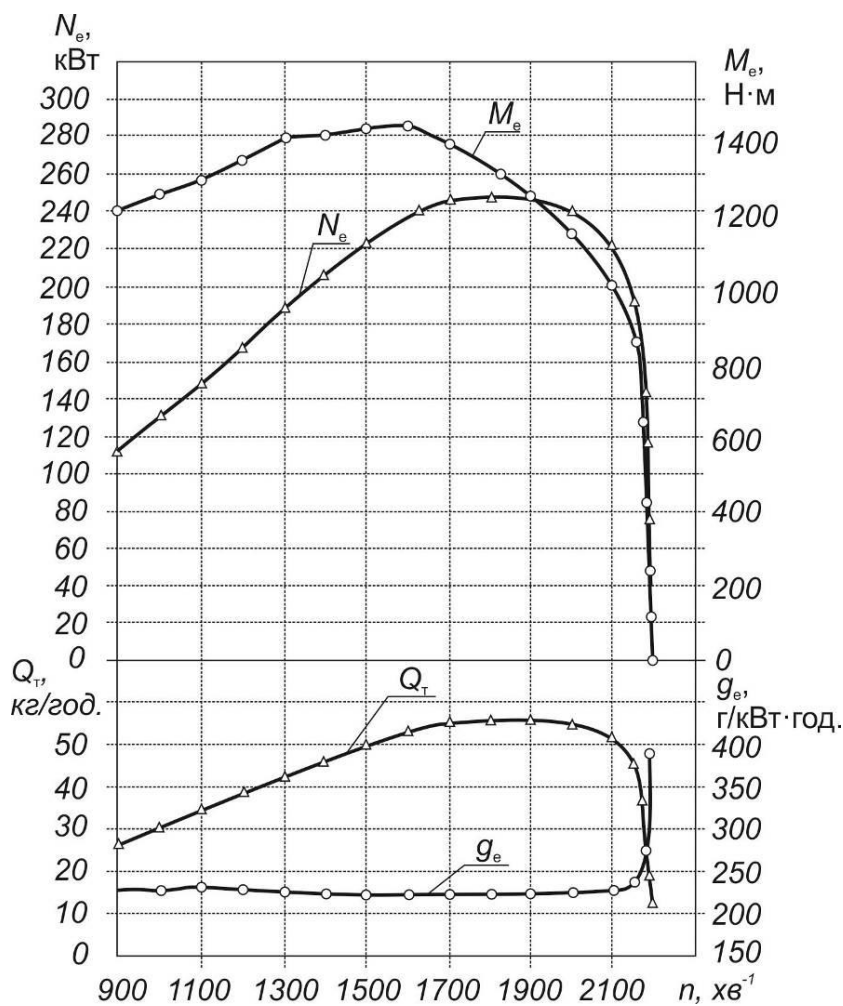
Таблиця 1 – Взаємозв'язок між параметрами ДПП і трансмісії трактора

Параметри	Значення параметрів								
	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$K_m$	1,73	1,6	1,51	1,44	1,39	1,35	1,32	1,29	1,27
$q$	1,20	1,17	1,15	1,13	1,12	1,10	1,096	1,088	1,08

По даній таблиці надається можливим оптимізувати параметри трансмісії трактора при відомому коефіцієнті пристосовності двигуна.

При роботі трактора з ДПП в робочому режимі при зниженій частоті колінчастого вала двигуна забезпечується зниженням витрати палива. Це підтверджено при випробуваннях трактора John Deere 8335R (рис. 3).

Аналіз даної характеристики двигуна дозволяє зробити висновок, що в діапазоні зміни  $n = 1700...1900$  хв<sup>-1</sup> двигун працює в режимі  $N_e - \text{const}$  при  $g_{emin}$ . У реальній експлуатації трактора при виконанні технологічних операцій його навантаження змінюється у межах 10...30 %, в зв'язку з чим виправданий робочий режим роботи двигуна при меншій частоті обертання колінчастого вала. Даний висновок підтверджено експериментально при виконанні трактором John Deere 8335R орних робіт з тяговим навантаженням 100% і 60% (табл. 2).



$N_e$  – потужність;  $M_e$  – крутний момент колінчастого вала;  $Q_t$ ,  $g_e$  – абсолютна та питома витрата палива;  $n$  – частота обертання колінчастого вала двигуна

Рис. 3 – Характеристика двигуна трактора John Deere 8335R

Таблиця 2 – Тягово-енергетичні показники трактора John Deere 8335R на орних роботах

Тягове навантаження	Частота обертання двигуна, хв-1	Швидкість руху, км/год.	Тягова потужність, кВт	Тяговий ККД	Витрата палива	
					абсолютна, кг/год.	питома, г/кВт·год.
100 %	2100	8,3	172	0,78	50	230
100 %	1900	8,1	196	0,80	52	225
60 %	1300	8,5	133	0,70	42	224

Аналіз даної таблиці показує, що при роботі трактора John Deere 8335R на орних роботах при 100% тягового навантаження кращі тягові показники забезпечуються при частоті обертання колінчастого вала двигуна  $1900 \text{ хв}^{-1}$  в порівнянні з режимом роботи двигуна при номінальній частоті обертання колінчастого вала ( $2100 \text{ хв}^{-1}$ ) при приблизно однакових затратах палива. При цьому при роботі двигуна при частоті обертання колінчастого вала  $2100 \text{ хв}^{-1}$  можлива його робота на регуляторній гілці з підвищеною витратою палива. При зниженні тягового навантаження трактора при зменшенні глибини оранки і переході на частковий режим роботи двигуна досягається істотне зниження витрати палива.

Для реалізації на тракторах автоматизованого переходу на частковий режим роботи двигуна при зниженні тягового опору руху необхідно теоретичне і практичне вирішення проблеми по обґрунтуванню алгоритму роботи системи управління режимами роботи трактора і синтез системи управління.

Одним з напрямків вирішення даної проблеми може бути система управління, що базується на аналізі прискорення руху тракторного агрегату [12].

*Проблема (тягово-приводні МТА).* Тягово-приводні МТА, в яких потужність двигуна реалізується через тягу трактора і в основному (до 70%) на привід активних робочих органів ґрунтообробних машин (ротаційних плугів, ґрунтообробних фрез і т.д.) [13], відносяться до класу тракторів тягово-енергетичної концепції. При оцінці потужності балансу даних МТА проблема полягає в обґрунтуванні умов їх функціонування без циркуляції потужності від рушіїв трактора до активних робочих органів і далі до двигуна.

На потужнісний баланс тягово-приводного МТА, наприклад з ротаційної машиною, істотно впливає «штовхаюче зусилля»  $P_x$  від активних робочих органів сільгоспмашини. Залежно від співвідношення  $P_x$  і сили тяги на гаку трактора  $P_{кр}$  можливо три випадки руху МТА:

- при  $P_{кр} > P_x$  до рушіїв трактора прикладений крутний (ведучий) момент  $M_k$  і дотична сила  $P_k$ , що діє в напрямку руху МТА. При цьому може мати місце буксування рушіїв трактора (коефіцієнт буксування  $\delta > 0$ );
- при  $P_{кр} = P_x$  рух МТА здійснюється без буксування трактора ( $\delta = 0$ );
- при  $P_{кр} < P_x$  рушії трактора навантажені негативним моментом і дотична сили  $P_k$  спрямована проти ходу трактора. Негативна сила тяги приводить до появи негативного буксування – ковзання ( $\delta < 0$ ). Різниця тягової потужності трактора  $N_{кр}$  і потужності «штовхаючого зусилля»  $N_x$  утворює надлишкову потужність  $N_{над} = N_x - N_{кр}$ , частина якої витрачається на ковзання рушіїв, а інша частина передається через трансмісію трактора на привод активних робочих органів сільгоспмашини. Надлишкова потужність циркулює по замкнутому колу: від рушіїв трактора через трансмісію і ВВП трактора до барабану ротаційної машини, а від останньої через остов машини і навішення до



двигуна трактора. Під дією циркулюючої потужності відбувається інтенсивний знос шин, трансмісії і приводу ВВП трактора, знижується ККД і збільшується витрата палива МТА. Подібне явище циркуляції потужності спостерігається також в тягово-транспортних агрегатах з активним приводом ходової системи причепа [14]. Пропонується для усунення негативних наслідків циркулюючої потужності в комбінованих ротаційно-грунтообробних машин застосовувати тягові робочі органи, що встановлюються перед барабаном або ззаду барабана ротаційної машини [13]; а в тягово-транспортних агрегатах застосовувати гідравлічний (електричний) привод ходової системи причепа [14].

Даний аналіз дозволяє сформулювати гіпотезу ефективної роботи тягово-приводного МТА:

*«Оптимальні витрати енергії на роботу МТА з комбінованою ґрунтообробною машиною з тяговими і приводними робочими органами можна досягти за однакової кількості «штовхаючого зусилля» ротаційної машини і суми опорів коченню трактора і машини».*

*Проблема (оцінка тягового зусилля трактора).* Сутність проблеми полягає в тому, що відомі методи оцінки тягових властивостей трактора, що базуються на основних положеннях теорії трактора [2, 3, 4], застосовні при його випробуванні.

Дані методи не прийнятні для тракторів тягово-енергетичної концепції при відборі потужності на привід активних робочих органів сільгоспмашин при виконанні технологічного процесу.

Доведено, що найбільш інформативним показником тягових властивостей трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами (жниварки, комбайни кукурудзозбиральні і силосозбиральні, розкидачі добрив і т.д.) є його прискорення при розгоні. Обґрунтований метод передбачає визначення тягового зусилля  $P_T$  на ведучих колесах трактора при відключених активних робочих органів та при виконанні технологічного процесу (ВВП трактора включений). Запропонована залежність оцінки  $P_T$  від прискорення розгону трактора з виключеними  $\dot{\vartheta}_T(\nu)$  і включеними  $\dot{\vartheta}_T^B(\nu)$  активними робочими органами

$$\frac{P_T}{m_T} = \left(1 + \frac{m_{cx}}{m_T}\right) [\dot{\vartheta}_T(\nu) - \dot{\vartheta}_T^B(\nu)], \quad (5)$$

де  $m_T$ ,  $m_{cx}$  – маса трактора і сільськогосподарської машини.

Оскільки  $P_T$  відповідає тяговій силі на ведучих колесах трактора без урахування втрат на тертя в трансмісії, то ефективна потужність двигуна визначається по залежності:

$$N_e(\nu) = P_T \nu_T = (m_T + m_{cx}) \nu_T [\dot{\vartheta}_T(\nu) - \dot{\vartheta}_T^B(\nu)], \quad (6)$$

де  $v_t$  та  $\dot{g}_t(v)$  – поточні значення лінійної швидкості і прискорення трактора, які виміряються в процесі дослідження з кроком часу  $\Delta t$ .  
Потужність на гаку трактора визначається по залежності:

$$N_{кр}(v) = m_t v_t \left[ \dot{g}_t^f(v) - \left( 1 + \frac{m_{cx}}{m_t} \right) \dot{g}_t^B(v) \right], \quad (7)$$

де  $\dot{g}_t^f(v)$  – прискорення трактора при дії тільки сили опору коченню на колеса трактора.

Тяговий ККД трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами визначається по залежності:

$$\eta_t = \frac{N_{кр}(v)}{N_e(v)} = \frac{\dot{g}_t^f(v) - \dot{g}_t^B}{\dot{g}_t - \dot{g}_t^B}. \quad (8)$$

*Таким чином, при відомій масі трактора і агрегуємої сільгоспмашин з активними робочими органами тягове зусилля на ведучих колесах трактора визначається по різниці прискорення розгону агрегату з виключеними і включеними робочими органами при виконанні технологічного процесу; потужність на гаку визначається різницею прискорення розгону трактора при дії тільки сил опору коченню на колесах трактора і при виконанні технологічного процесу.*

**Висновки.** Аналізуючи стан теорії трактора, необхідно відзначити, що основні теоретичні положення розроблені для тракторів тягової концепції, які успішно реалізують при їх проектуванні, випробуванні та експлуатації. Для тракторів тягово-енергетичної концепції при відборі потужності на привод активних робочих органів сільгоспмашин необхідний теоретичний їх розвиток в напрямку тягово-енергетичного балансу, технологічної адаптації і т.д.

### Список використаних джерел

1. Медведев М.И. Конструирование трактора. Ч.1. Теория трактора / М.И. Медведев. – Харьков-Киев, ОНТИ, 1935. – 276 с.
2. Львов Е.Д. Теория трактора/ Е.Д. Львов. – М.: Машгиз, 1952. – 252 с.
3. Гуськов В.В. Тракторы. Часть II. Теория / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйш школа, 1977. – 384 с.
4. Кутьков Г.М. Основы теории трактора и автомобиля /Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 1996. – 274 с.
5. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. — М.: ОГИЗ-Сельхозгиз, 1949. — 216 с.
6. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
7. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е.

- Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко, А. Т. Лебедев, В. А. Перегон, В. Б. Самородов, А. Н. Туренко; ред.: А. Н. Туренко. - Х. : Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. - 642 с.
8. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трепененков. — М.: Машгиз, 1963. — 270 с.
  9. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов / И. Б. Барский. – М.: Машиностроение, 1968. – 335 с.
  10. Анилович В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочник /В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
  11. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Под ред. И.П. Ксеневича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
  12. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Поригало и др. под ред. М.А. Подригало. – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220 с.
  13. Ветохин В.И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины / В.И. Ветохин, И.М. Панов, В.А. Шмонин, В.А. Юзбашев. - Киев: Феникс, 2009. – 264 с.
  14. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости / В.Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 253 с.

## Аннотация

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т.

*Обоснованные теоретические проблемы теории трактора и тягово-приводных МТА в направлении их тяговой мощности и тягового КПД; доказано, что наиболее информативным показателем оценки тяговых свойств трактора при агрегатировании с сельхозмашинами с активными рабочими органами является его ускорение при разгоне.*

## Abstract

### THEORETICAL PROBLEMS OF THE TRACTOR THEORY

A. Lebedev

*Theoretical problems of tractor theory and traction-driven MTA in the direction of their traction power and traction efficiency are substantiated; it is proved that the most informative indicator of estimation of traction properties of a tractor during aggregation with agricultural machinery with active working bodies is its acceleration at acceleration.*