

***В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ***

## **РОЗМІЩЕННЯ НАВІСНИХ МАШИН НА ТРАКТОРНОМУ САМОХІДНОМУ ШАСІ З УМОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ**

Метою статті є аналіз умов забезпечення поздовжньої та поперечної стійкості машино-тракторних агрегатів (МТА) на базі тракторних самохідних шасі (ТША) при агрегуванні з різними навісними машинами та обладнанням. Розглянуто критерії статичної й динамічної стійкості та вплив координат центру ваги навісного обладнання на безпечність функціонування МТА. Використано аналітичні та графічні методи визначення допустимих зон навішування. Отримані результати можуть бути застосовані під час проектування та компонування МТА.

**Ключові слова:** тракторні самохідні шасі, трактор, навісна машина, статична стійкість, динамічна стійкість, поздовжня стійкість, поперечна стійкість, запас стійкості, допустимі зони навішування, машино-тракторний агрегат.

***V. KRASNOKUTSKYI***

## **PLACEMENT OF ATTACHED MACHINES ON A SELF-PROPELLED TRACTOR CHASSIS TO ENSURE THE STABILITY OF THE MACHINE-TRACTOR UNIT**

The purpose of the article is to establish scientifically based conditions for ensuring longitudinal and transverse stability of aggregates based on self-propelled tractor chassis when mounting attachments of different weights and designs. The paper considers the relationship between the static and dynamic stability of the unit, as well as the factors that determine their change when working on ascents, slopes, and micro-relief irregularities. The influence of the coordinates of the center of gravity of the mounted machine, track width, chassis weight parameters, and the interaction of working bodies with the ground on the formation of stability reserves is analyzed. Analytical expressions and graphical dependencies are presented that allow determining the permissible vertical and horizontal coordinates of the center of gravity of the mounted machine based on the requirements for safe operation. It is shown that changing the configuration of the unit and the nature of the aggregation can both increase and decrease stability, which must be taken into account at the design and verification calculation stages. The recommendations provided can be used to optimize the layout of tractor self-propelled chassis, establish rational mounting areas, and determine the working track to ensure the reliability and stability of units in real operating conditions.

**Keywords:** self-propelled tractor chassis, tractor, mounted machine, static stability, dynamic stability, longitudinal stability, transverse stability, stability margin, permissible mounting zones.

### **Вступ.**

В працях направлених на вдосконалення конструкцій тракторів багато уваги приділяється в теперішній час питанням їх компоновки, маневреності, енергонасиченості та стійкості МТА на їх базі [1, 2, 3, 4]. Поряд з широко розповсюдженою класичною компоновкою колісного трактора з'являється і нові компоновки які забезпечують раціональне виконання технологічних процесів в сільському, лісному, комунальному і дорожньому господарствах [5]. До їх числа відносяться і універсальні тракторні самохідні шасі. ТСШ – це особа компоновка трактора, при якому двигун і трансмісія, які складають, як правило, єдину енергетичну установку розміщену позаду над ведучими колесами, а передня частина представляю собою одно чи двох брусну раму, на яку навішується різноманітні машини та знаряддя. Також на них передбачена задня та передня навісні системи. Збільшення навантаження на ведучі колеса ТСШ збільшує його тягово-зчіпні якості, а міжвісьова навіска забезпечує необхідну стійкість та керованість МТА, покращує оглядовість робочих органів, що забезпечує підвищення якості виконуваних технологічних робіт [6 - 12].

### **Мета та постановка задачі.**

Розробка методики визначення розрахункових зон навіски машин і агрегатів заданої ваги для забезпечення стійкості МТА в поздовжньому та поперечному напрямках для дотримання критеріїв статичної і динамічної стійкості.

### Основна частина.

Розрахункові зони навішування машини заданої ваги повинні бути обмежені стійкістю МТА в поздовжньому і поперечному напрямках. Безпечна його робота можлива лише при дотриманні критеріїв статичної і динамічної стійкості.

Статична стійкість характеризується найбільшими кутами поздовжнього і поперечного крену, при яких система знаходиться в спокої.

Динамічна стійкість пов'язана зі стабілізацією системи в просторі при дії на неї інерційних і зовнішніх сил взаємодії в тій чи іншій комбінації, коли система знаходиться в русі.

Граничні кути статичної стійкості є корисними розрахунковими критеріями, доступними для експериментальної перевірки. Тому відповідно до стандарту їм надається обов'язковий статус при оцінці нових конструкцій колісних тракторів.

Для колісних тракторів граничні кути статичної стійкості знаходяться в межах: на підйомі  $\alpha_{\text{lim}} = 25 \div 40^\circ$ , на схилі  $\beta_{\text{lim}} = 35 \div 45^\circ$ . Для ТСШ вони відповідають нижчому значенню.

Переважає більшість перекидань тракторів пов'язана з порушенням критеріїв динамічної, а не статичної стійкості. Зауважимо, що за інших рівних умов динамічна стабілізація агрегату тим вища, чим вища його статична стійкість. Тому критерії статичної стійкості можуть бути поширені і для оцінки безпеки роботи агрегату в динаміці, що зручно і для цілей проектування, оскільки дозволяє пов'язати експлуатаційні показники з конструкцією агрегату.

Умови забезпечення динамічної поздовжньої стійкості МТА на базі ТСШ пов'язані з обмеженням їх тягових якостей по зчепленню на граничному підйомі:

$$\alpha_{\text{lim}}^a \geq \arctg \varphi \quad (1)$$

де:  $\alpha_{\text{lim}}$  – кут поздовжньої статичної стійкості;  $\varphi$  – коефіцієнт використання зчеплення;  $\beta_{\text{lim}}$  – кут поперечної статичної стійкості.

Стосовно до тракторів ця умова в більшості випадків не витримується, оскільки при агрегуванні відбувається розвантаження направляючих коліс. Тому поздовжня стійкість агрегату на базі трактора вважається забезпеченою, якщо найбільший кут підйому  $\alpha_{\text{max}}$  менше критичного кута  $\alpha_{\text{к}}$ , що визначається побудовою характеристики поздовжньої стійкості методом, викладеним в теорії трактора. Однак взаємозв'язок між кутами  $\alpha_{\text{max}}$  і  $\alpha_{\text{к}}$  не встановлюється, хоча це впливає на запас поздовжньої стійкості і керованість МТА. Таке положення в принципі можливе, оскільки порушення критеріїв стійкості в цьому випадку ще не означає перекидання трактора, оскільки навісна машина служить додатковою опорою.

Розміщення навісних машин у внутрішньобазовому просторі в усіх випадках збільшує навантаження на напрямні колеса ТСШ, що дозволяє поліпшити його поздовжню стійкість в агрегаті. Вплив виглиблюючого впливу ґрунту на робочих органах на зниження стійкості МТА в робочому положенні компенсується частиною ваги навісної машини [1, 5].

Таким чином, характер агрегування вносить якісну відмінність у динаміку поздовжньої стійкості системи: для трактора – вона знижується, для ТСШ – підвищується. Безпека роботи ТСШ на підйомі забезпечена в меншій мірі в порівнянні з трактором в силу того, що навісна машина перестає бути потенційною опорою в процесі порушення критеріїв поздовжньої стійкості агрегату [5].

На ухилах з утрамбованим природним покриттям динамічна поздовжня стійкість МТА на базі ТСШ відповідно до вищенаведених умов теоретично не порушується при  $\alpha_{\text{lim}}^a = 35 \div 40^\circ$ . У дійсності робота МТА здійснюється на ухилах, значно менших за граничні. Запас поздовжньої стійкості  $\alpha_{\text{lim}}^a - \alpha_{\text{max}}$  використовується для компенсації впливу додаткових динамічних факторів на стійкість, наприклад, нерівностей мікрорельєфу, оскільки перекидання, як правило, спостерігаються на місцевості з нахилом, значно меншим за кути власної стійкості агрегатів [13].

Абсолютна величина запасу поздовжньої стійкості для МТА на базі ТСШ автоматично виходить вищою, ніж для відповідних агрегатів на базі тракторів, що пов'язано з впливом

характеру агрегування на стійкість [1, 5].

Оскільки запас поздовжньої стійкості  $\alpha_{\text{lim}}^a - \alpha_{\text{max}}$  використовується для забезпечення динамічної стійкості ТСШ, то не слід брати до уваги обмеження, що накладаються на кути поздовжньої статичної стійкості умовами сповзання.

Оскільки власна статична стійкість ТСШ є визначеною, то забезпечення необхідного кута поздовжньої стійкості МТА досягається відповідним положенням навісної машини на ТСШ. У такому вигляді поздовжня стійкість МТА є функцією двох змінних – координат його центру ваги в поздовжньо-вертикальній площині. Для однозначного визначення горизонтальної координати центру ваги машини на ТСШ розрахунку поздовжньої стійкості має передувати знаходження висоти центру ваги з умови забезпечення безпечної роботи МТА на схилі.

Стосовно навісних агрегатів (за винятком орних) умова поперечної статичної стійкості зазвичай витримується. Проте досить поширеним є динамічне поперечне перекидання (від 35 до 55%). Порушення стійкості в цих випадках викликано впливом макрорельєфу (нахилу місцевості) і динамічним впливом нерівностей мікрорельєфу. Межа поперечної стійкості трактора в разі вільного падіння одного з ведучих коліс в западину в порівнянні зі статичною знижується на 40–60%. Наїзд колеса на виступ менш небезпечний, проте і в цьому випадку відбувається цілком відчутне зниження межі зони стійкості (до 30–40%) [13, 14].

Характерно, що динамічна поперечна стійкість, як і статична, в основному залежить від колії і висоти центру ваги. Зміна цих параметрів позначається тим помітніше, чим більш пологий схил місцевості. У міру збільшення граничного статичного кута поперечного нахилу вплив динамічного фактора на динамічну стійкість послаблюється. Разом з тим розрахунок динамічної поперечної стійкості не визначає крутизни схилу, небезпечної щодо перекидання, а лише характеризує можливість втрати стійкості агрегату, що залежить від висоти нерівності мікрорельєфу як на горизонтальній ділянці шляху, так і при русі по схилу.

Для зменшення впливу динамічних факторів на поперечну стійкість логічно обмежити зниження статичної стійкості шасі в агрегаті ( $\beta_{\text{lim}}^a \geq 40^\circ$ ).

З умови поперечної стійкості агрегату:

$$0,5B \frac{\sum G_i}{\sum (G_i h_i)} \geq \text{tg } \beta_{\text{lim}}^a, \quad (2)$$

де:  $B$  – колія;  $G_i$  – експлуатаційна вага  $i$ -ої навісної машини;  $h_i$  – вертикальна координата центра ваги  $i$ -ої навісної машини, можна визначити вертикальну координату центру ваги машини на базі самохідного шасі:

$$h_n \leq \frac{G_{\text{ш}} + G_n}{2G_n} \frac{B}{\text{tg } \beta_{\text{lim}}^a} - \frac{G_{\text{ш}}}{G_n} h_{\text{ш}}, \quad (3)$$

де:  $G_{\text{ш}}$ ,  $G_n$  – вага ТСШ і навісної машини;  $h_{\text{ш}}$ ,  $h_n$  – вертикальна координата центру ваги ТСШ і навісної машини;  $B$  – колія.

Вертикальну координату центру ваги навісної машини відповідно до наведеної вище умови визначають однозначно лише для певної колії ТСШ. Однак її можна змінювати в досить широких межах при тій же величині граничного кута статичної стійкості за рахунок зміни колії, якщо це диктується необхідністю компоновання агрегату. Зазначене ілюструється прикладом побудови транспортного агрегату, у якого центр ваги навісної платформи вимушено піднятий по відношенню до центру ваги самохідного шасі, а умова поперечної стійкості витримана за рахунок збільшення колії з 1200 до 1500 мм.

Для робочих агрегатів необхідно в першу чергу забезпечити відповідність колії розміру оброблюваних міжрядь. Застосування ТСШ в основному на обробці міжрядь овочевих культур (45 см) пов'язане з налагодженням агрегату на максимальну колію (1800 мм), при якій умова поперечної стійкості зазвичай витримується.

Вертикальна координата центру ваги навісної машини впливає не тільки на поперечну, але і на поздовжню стійкість агрегату, тому машину на ТСШ слід розташовувати якомога нижче, виходячи з конструктивних можливостей при забезпеченні дорожнього і агротехнічного просвіту.

З урахуванням викладеного, умова поперечної стійкості вважається виконаною, якщо  $h_H \leq h_{H \max}$ , де:

$$h_{H \max} = 0,42B \left( \frac{G_{\text{ш}}}{G_H} + 1 \right) - \frac{G_{\text{ш}}}{G_H} h_{\text{ш}}. \quad (4)$$

На рис. 1 показано залежності вертикальної координати центру ваги навісної машини від її ваги для діапазону значень  $\beta_{\text{lim}}^a$  при ширині колії 1200 і 1800 мм.

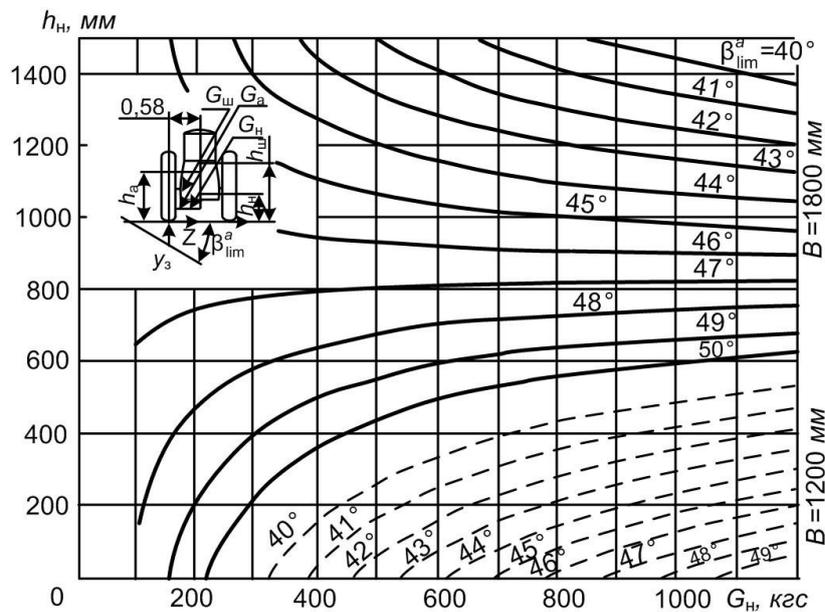


Рис. 1 - Залежність вертикальної координати центру ваги навісної машини від її ваги

Вибравши можливі значення  $h_H = f(G_H)$  розглянемо зв'язок координат  $a_H$  і  $h_H$ , що впливає з визначення поздовжньої стійкості агрегатів на базі самохідного шасі. Обмежимося розглядом стійкості самохідного шасі на підйомі, оскільки стійкість на спуску значно вища через перерозподіл ваги на задні колеса.

Умову забезпечення поздовжньої стійкості МТА на базі ТСШ (1) можна представити у вигляді  $\frac{a_p}{h_p} \geq \varphi$  або:

$$\frac{L \sum G_i - \sum (G_i a_i)}{\sum (G_i h_i)} \geq \varphi, \quad (5)$$

де:  $a_p$  і  $h_p$  – координати центру ваги МТА;  $L$  – повздовжня база.

$$a_p = L - \frac{\sum (G_i a_i)}{\sum G_i}; h_p = L - \frac{\sum (G_i h_i)}{\sum G_i}. \quad (6)$$

Оскільки  $\sum (G_i a_i) = G_{\text{ш}} a_{\text{ш}} + G_H a_H$  і  $\sum (G_i h_i) = G_{\text{ш}} h_{\text{ш}} + G_H h_H$  то з умови поздовжньої стійкості МТА можна визначити зону розміщення навісної машини на ТСШ:

$$a'_H \leq L - \varphi h_H + \frac{G_{ш}}{G_H} (L - a_{ш} - \varphi h_H), \quad (7)$$

що обмежена справа координатою

$$a'_{H \max} = L - h_H \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}^a + \frac{G_{ш}}{G_H} (L - a_{ш} - h_H \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}^a). \quad (8)$$

Приймаючи  $\arctg \varphi = 35 \div 40^\circ$  (для ухилів з ущільненим ґрунтом) і підставляючи знайдене значення  $h_H$ , можна розрахувати значення (або діапазон значень) горизонтальної координати центру ваги навісної машини. На рис. 2 наведено граничні значення  $a'_H$  для машин вагою  $G'_H$  при відомому інтервалі зміни  $h_H$  і різних величинах кута  $\alpha_{\text{lim}}^a$ .

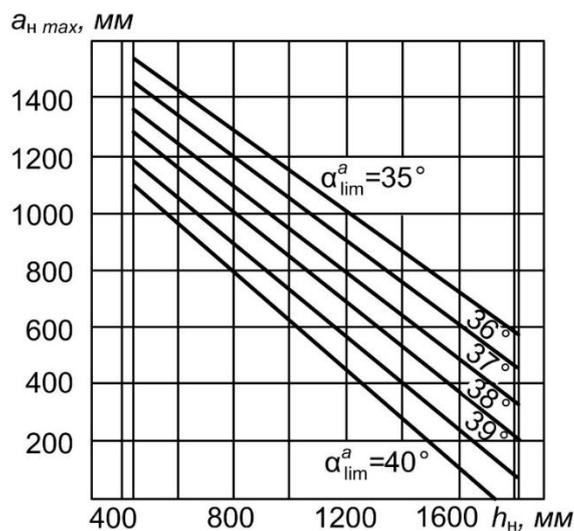


Рис. 2 - Визначення граничних значень горизонтальної координати ц. в. агреатованої машини заданої ваги ( $h_{H \min} = 440$ ;  $h_{H \max} = 1811$  мм,  $G_H = 500$  кгс,  $B = 1800$  мм)

З урахуванням конструктивних можливостей з діапазону розрахункових значень:

$$a'_H = L - 0,5B \left( \frac{G_{ш}}{G_H} + 1 \right) \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}^a + \frac{G_{ш}}{G_H} (L - a_{ш} - 2h_H \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}^a) \quad (9)$$

обираємо найбільшу величину горизонтальної координати центру ваги навісної машини, яка, накладаючись на зону навішування машини заданої ваги, розраховану за вантажопідйомністю, обмежує її з правого боку.

Отримані залежності дозволяють також провести графічне дослідження зони навішування машини заданої ваги за умовами стійкості МТА, що має практичне значення. При відомих значеннях ваги ТСШ  $G_{ш}$  і вертикальної координати його центру ваги  $h_H$  залежність  $h_H = f(\beta_{\text{lim}}^a; G_H; B)$  може бути виражена поєднанням двох графіків (рис. 3); в результаті можна визначити граничну висоту центру ваги навісної машини заданої ваги.

Область  $\beta_{\text{lim}}^a < 40^\circ$  є зоною обмеженої динамічної стійкості МТА і на графіку показана пунктирними лініями.

При перевірочних розрахунках кут поздовжньої стійкості МТА визначають за графіком як функцію відомих величин  $G_H$ ,  $B$  і  $h_H$ .

Розмір коліи визначається однозначно для міжрядних робіт, але може варіюватися в досить

широких межах для транспортних та інших робіт, оскільки це не тягне за собою погіршення агротехнічних показників. Визначення робочої колії для забезпечення безпечної роботи МТА в цих випадках є окремим завданням перевірного розрахунку, що виконується за допомогою цього графіка.

Функціональні зв'язки координат центру ваги навісної машини графічно виражені номограмою (рис. 4), побудованою стосовно агрегатування ТСШ Т-16МГ.

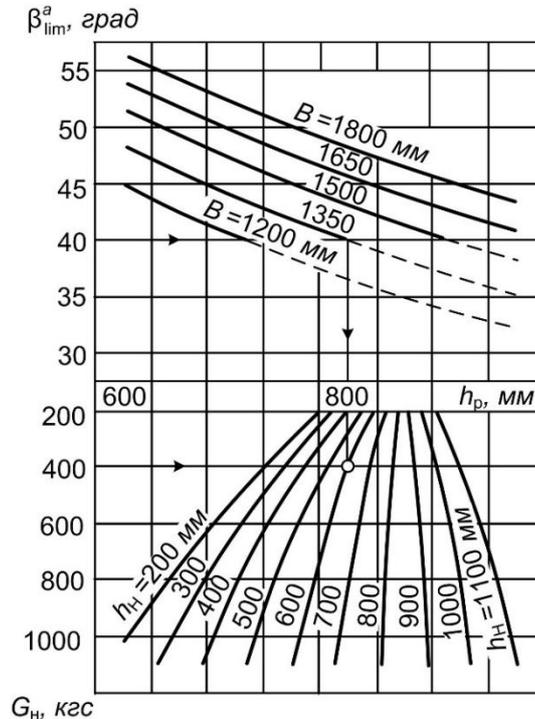


Рис. 3 - Характеристика поперечної стійкості МТА на базі ТСШ Т-16МГ

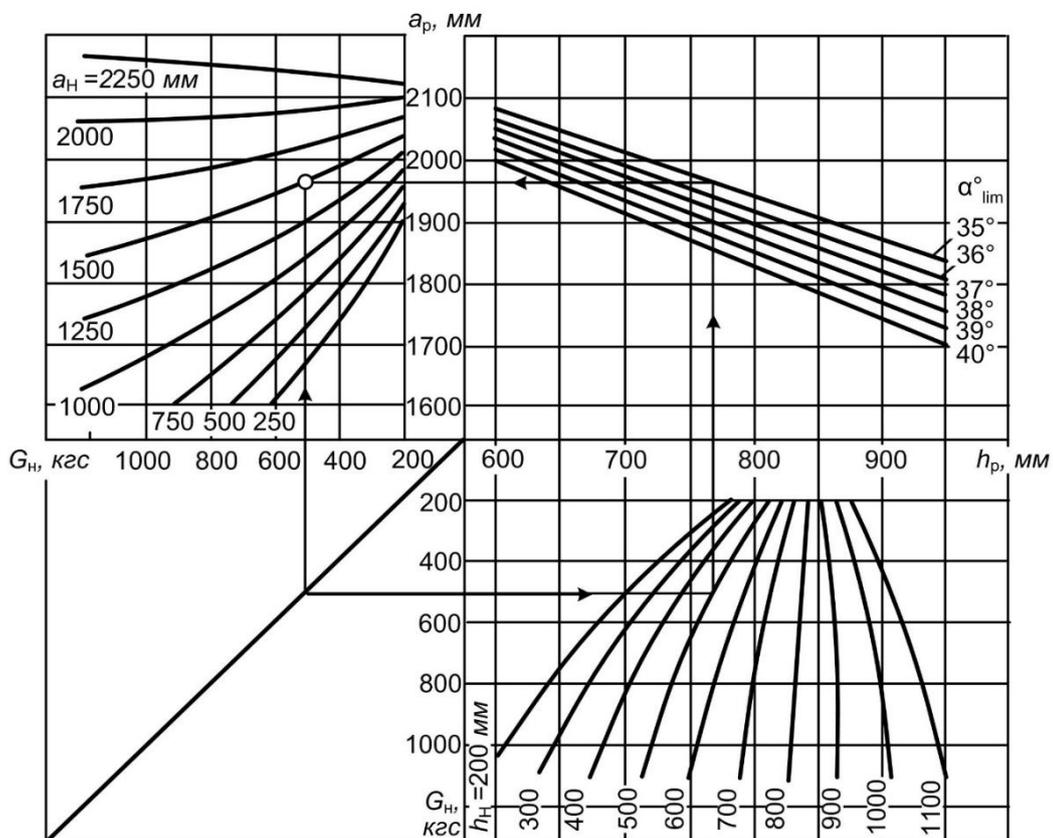


Рис. 4 - Характеристика поздовжньої стійкості МТА на базі ТСШ Т-16МГ

Задаючи вагу машини і використовуючи знайдене значення висоти її розміщення на ТСШ, можна визначити за цим графіком горизонтальну координату центру ваги навісної машини, при якій забезпечується необхідний кут поздовжньої стійкості МТА.

При перевірочних розрахунках знаходять і оцінюють кути стійкості МТА.

Визначити інші показники, що варіюються, також можна за допомогою цієї номограми.

### **Висновки.**

У статті розроблена методика визначення розрахункових зон навіски машин і агрегатів заданої ваги для забезпечення стійкості МТА в поздовжньому та поперечному напрямках для дотримання критеріїв статичної і динамічної.

Аналіз стійкості МТА на ТСШ дозволяє визначити оптимальні зони навіски машини та знарядь на ТСШ, враховуючи при цьому вплив їх конструктивних особливостей.

Цю методику можливо використовувати і для оптимізації нових конструкцій ТСШ. Об'єктом досліджень може стати компоновка машини в процесі проектування, розрахунок положення центра ваги якої виконують по викладеній методиці.

Зміною колії та бази ТСШ можливо впливати на положення машини в тому випадку, коли її переміщення лімітується стійкістю МТА.

Визначення зміни центра ваги навісної машини, який визначає її оптимальне положення, є задачею варіативного розрахунку для вирішення якої використовується електронні обчислювальні машини.

### **Список літератури:**

1. Подригало М. А., Краснокутський В. М., Шевцов В. М. Принципи раціонального агрегування тракторних самохідних шасі // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2021. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/f10d4a17-d0d9-4737-8a38-f204a05cab9a>
2. Подригало М. А., Разарьонов Л. В., Закапко О. Г. Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі // Механіка, машинознавство та електропостачання. 2022. URL: <https://journal-hnups.com.ua/index.php/zhups/article/view/1123>
3. Кальченко Б. І., Ребров О. Ю., Мамонтов А. Г., Кожушко А. П., Якунін М. Є. Динаміка руху колісних тракторів: монографія / НТУ «ХП». 2021. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/8779fb2d-068d-47a8-9d79-1b76769c365e>
4. Podrigalo M., Krasnokutskiy V., Selevych S., Vakhniuk S., Dolinskyi M. (2025) Methodology for Analyzing the Traction Dynamics of a Self-Propelled Tractor Chassis During Coupling with Cross-Axle Linkage of Mounted Machines, Innovations in Mechanical Engineering IV, 129-139, [https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1\\_12](https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1_12)
5. Закапко О. Г. Поліпшення агрегативності і маневреності тракторних самохідних шасі: дис. ... канд. техн. наук. ХНАДУ. 2023. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/4088e1a2-3563-4114-9af2-78b574d1f480/download>
6. Подригало М. А., Краснокутський В.М., Пелипенко Є. С., Бусилко О. А. Модернізація задньої трьохточкової навісної системи самохідного шасі Т-16МГ // Вісник НТУ «ХП». 2024. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/95794212-a7b3-432e-ad57-347b90b62807>
7. Podrigalo, M., Dubinin, Y., Moldovan, A., Polianskyi, O. et al., "New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units," SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>.
8. Battiato A., Diserens E. (2017) Tractor traction performance simulation on differently textured soils and validation: A basic study to make traction and energy requirements accessible to the practice, Soil and Tillage Research, 166, 18-32, <https://doi.org/10.1016/j.still.2016.09.005>.
9. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin E., Holovina E. (2020) Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor, EUREKA: Physics and Engineering, 4, 90 – 100. DOI: 10.21303/2461-4262.2020.001352
10. Lebedev, A., Shuliak, M., Lebedev, S., Khalin, S., Haidai, T., Kholodov, A., Pirogov, V., & Shaposhnyk, V. (2024). Determining conditions for providing maximum traction efficiency of tractor as part of a soil tillage unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Volume 1(1 (127)), pp. 6-14, 2024. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.297902>.
11. Kozhushko, A., Tkachov, V., Mittsel, M., Sokolik, S. & Stanciu, D. (2024). Optimization of traction properties the electric tractor based on the simulation DLG-Powermix test cycles. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics, 15, pp. 70–78, 2024. doi: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue14.5>.
12. Lebedev, A.; Shuliak, M.; Khalin, S.; Lebedev, S.; Szwedziak, K.; Lejman, K.; Niedbala, G.; Łusiak, T. Methodology for Assessing Tractor Traction Properties with Instability of Coupling Weight. Agriculture 2023, 13, 977. <https://doi.org/10.3390/agriculture13050977>

13. Artiymov N., Anikeev A., Kaluzhniy A., Sirovitskiy K., Kolodiaznyi I. (2022) Investigation of agricultural unit loads in non-established mode of motion when performing technological operations, *Engineering for Rural Development*, 675 – 681. 10.22616/ERDev.2022.21.TF216
14. Kozhushko, A., Tkachov, V., Horbov, O, Cioboată, D. (2024). Simulation of traction work to rationalise the weight distribution of the 4wd electric tractor. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 18, pp. 240–249, 2024. doi: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue18.29>

#### References (transliterated):

1. Podryhalo M. A., Krasnokutskyi V. M., Shevtsov V. M. Pryntsypy ratsionalnoho ahrehatuvannia traktornykh samokhidnykh shasi // *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannia*. 2021. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/f10d4a17-d0d9-4737-8a38-f204a05cab9a>
2. Podryhalo M. A., Razaronov L. V., Zakapko O. H. Otsinka hranychnoho navantazhuvalnoho rezhymu rulovoho keruvannia traktornoho samokhidnoho shasi // *Mekhanika, mashynoznavstvo ta elektropostachannia*. 2022. URL: <https://journal-hnups.com.ua/index.php/zhups/article/view/1123>
3. Kalchenko B. I., Rebrov O. Yu., Mamontov A. H., Kozhushko A. P., Yakunin M. Ye. Dynamika rukhu kolisnykh traktoriv: monohrafiia / *NTU «KhPI»*. 2021. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/8779fb2d-068d-47a8-9d79-1b76769c365e>
4. Podrigalo M., Krasnokutskyi V., Selevych S., Vakhniuk S., Dolinskyi M. (2025) Methodology for Analyzing the Traction Dynamics of a Self-Propelled Tractor Chassis During Coupling with Cross-Axle Linkage of Mounted Machines, *Innovations in Mechanical Engineering IV*, 129-139, [https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1\\_12](https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1_12)
5. Zakapko O. H. Polipshennia ahrehatovanosti i manevrenosti traktornykh samokhidnykh shasi: dys. ... kand. tekhn. nauk. KhNADU. 2023. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/4088e1a2-3563-4114-9af2-78b574d1f480/download>
6. Podryhalo M. A., Krasnokutskyi V.M., Pelypenko Ye. S., Busylko O. A. Modernizatsiia zadnoi trokhtochkovoï navisnoi systemy samokhidnoho shasi T-16MH // *Visnyk NTU «KhPI»*. 2024. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/95794212-a7b3-432e-ad57-347b90b62807>
7. Podrigalo, M., Dubinin, Y., Moldovan, A., Polianskyi, O. et al., "New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units," *SAE Technical Paper 2020-01-2014*, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>.
8. Battiato A., Diserens E. (2017) Tractor traction performance simulation on differently textured soils and validation: A basic study to make traction and energy requirements accessible to the practice, *Soil and Tillage Research*, 166, 18-32, <https://doi.org/10.1016/j.still.2016.09.005>.
9. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin E., Holovina E. (2020) Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor, *EUREKA: Physics and Engineering*, 4, 90 – 100. DOI: 10.21303/2461-4262.2020.001352
10. Lebedev, A., Shuliak, M., Lebedev, S., Khalin, S., Haidai, T., Kholodov, A., Pirogov, V., & Shaposhnyk, V. (2024). Determining conditions for providing maximum traction efficiency of tractor as part of a soil tillage unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Volume 1(1 (127)), pp. 6-14, 2024. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.297902>.
11. Kozhushko, A., Tkachov, V., Mittsel, M., Sokolik, S. & Stanciu, D. (2024). Optimization of traction properties the electric tractor based on the simulation DLG-Powermix test cycles. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 15, pp. 70–78, 2024. doi: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue14.5>.
12. Lebedev, A.; Shuliak, M.; Khalin, S.; Lebedev, S.; Szwedziak, K.; Lejman, K.; Niedbała, G.; Łusiak, T. Methodology for Assessing Tractor Traction Properties with Instability of Coupling Weight. *Agriculture* 2023, 13, 977. <https://doi.org/10.3390/agriculture13050977>
13. Artiymov N., Anikeev A., Kaluzhniy A., Sirovitskiy K., Kolodiaznyi I. (2022) Investigation of agricultural unit loads in non-established mode of motion when performing technological operations, *Engineering for Rural Development*, 675 – 681. 10.22616/ERDev.2022.21.TF216
14. Kozhushko, A., Tkachov, V., Horbov, O, Cioboată, D. (2024). Simulation of traction work to rationalise the weight distribution of the 4wd electric tractor. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 18, pp. 240–249, 2024. doi: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue18.29>

*Надійшла (received) 13.12.2025 р.*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Краснокутський Володимир Миколайович (Krasnokutskyi Volodymyr)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, докторант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113>; e-mail: [hvukvn62@gmail.com](mailto:hvukvn62@gmail.com).