

КІНЕМАТИКА ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО ТРАКТОРА 4К4 ПІД ЧАС НЕСТАЛОГО ПОВОРОТУ

Калінін Є., д-р техн. наук, доц.,

e-mail: kalininhtusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка,

Балабай Т.,

e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://0000-0002-0452-1407>

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,

Анотація

Мета дослідження – аналіз переміщення секцій шарнірно-зчленованого трактора під час несталого повороту (зі змінним радіусом повороту). Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

– аналітично обґрунтувати формування кінематики секцій шарнірно-зчленованого трактора у відносному русі;

– проаналізувати положення миттєвих центрів обертання як самого трактора загалом, так і його секцій окремо з урахуванням радіусу повороту та підтвердити результати теоретичних досліджень експериментально.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів щодо динаміки гусеничного трактора з шарнірно-зчленованою рамою, раціональне поєднання теоретичних і експериментальних досліджень та використання системного підходу.

Результати дослідження. Проаналізувавши отримані результати та побудувавши в одній площині теоретичні та експериментальні залежності радіусів повороту центрів мостів трактора ХТЗ-242К.20, можна стверджувати, що теоретичні та експериментальні залежності радіусів повороту центрів мостів трактора збігаються досить точно. Радіуси повороту за прямолінійного руху трактора, за умови нерівності нулю кутової швидкості повороту, не дорівнюють нескінченності.

Під час переходу від прямолінійного руху трактора до криволінійного радіуси повороту секцій будуть змінюватися в широких межах залежно від кутової швидкості.

Висновки. Під час теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що під час повороту шарнірно-зчленованого трактора у відносному русі секції переміщуються назустріч одна одній. Під час руху зі змінним радіусом повороту кожна секція рухається навколо свого миттєвого центру обертання. Положення миттєвих центрів обертання залежить від величини кута повороту секцій відносно одна одної, швидкості зміни кута повороту, швидкості переносного руху трактора і кутів бічного відведення шин коліс мостів.

Ключові слова: шарнірно-зчленований трактор, радіус повороту, несталий рух

Вступ. Динамічна складова навантаженості трансмісії трактора в складі агрегата істотно погіршує ефективність його застосування [Гамаюнов П. П., Алексеев С.А., 2013], [Гапич Д.С. и др., 2017], [Лебедев А. Т., Калінін Є. І., 2010], [Эвиев В. А. и др., 2014]. Коливання моменту можуть бути викликані як внутрішніми факторами, тобто нерівномірністю робо-

ти двигуна, нерівномірністю роботи зубчастих передач, так і зовнішніми – нерівномірністю оброблюваного середовища, мікро- і макрорельєфу. Стабілізація навантаженості завдяки оптимізації пружно-дисипативних властивостей елементів системи «трактор-машина-агрофон» призводить до істотного поліпшення експлуатаційних показників [Гапич Д. С. и др.,

2017], [Кузнецов Н. Г., Гапич Д. С., 2014], [Поливаев О. И. и др., 2013].

У гусеничного рушія додатково виникає значна динамічна складова навантаженості від самого гусеничного обводу. Особливо велика нерівномірність моменту спостерігається під час виконання повороту та розвороту, коли коливання моменту будуть набагато нижчі, водночас кутові коливання самого гусеничного обводу на опорній поверхні будуть вищі, що призведе до додаткового ущільнення ґрунту.

У роботах [Godzhaev and others, 2009], [Shehovtsov and others, 2014], [Shehovtsov and others, 2016] на прикладі гусеничного трактора обґрунтований і досліджений спосіб зменшення динамічного навантаження трансмісії зміною жорсткості на реактивному елементі. Встановлено, що під час поздовжнього руху з навантаженням і без навантаження на гаку зниження відношення максимального крутного моменту до середнього становить 20 %. В усталеному повороті з навантаженням і без навантаження на гаку на різних швидкостях і на різних радіусах повороту відношення максимального крутного моменту до середнього моменту зменшується на 25 %. Однак за цих умов не розглядалось питання виконання повороту з несталим режимом (вхід в поворот, або вихід з нього), коли навантаження на трактор і його елементи тільки збільшується.

Постановка завдань. Саме тому постає питання аналізу переміщення секцій шарнірно-зчленованого трактора під час несталого повороту (зі змінним радіусом повороту). Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

- аналітично обґрунтувати формування кінематики секцій шарнірно-зчленованого трактора у відносному русі;
- проаналізувати положення миттєвих центрів обертання як самого трактора загалом, так і його секцій окремо, з урахуванням

радіусу повороту, та підтвердити результати теоретичних досліджень експериментально.

Методи і матеріали. Плоско-паралельний рух шарнірно-зчленованого трактора (рис. 1) під час несталого повороту являє собою синтез рухів – відносного і переносного. З двома тяговими мостами переносний рух на повороті в будь-який нескінченно малий проміжок часу розглядається як рух з постійним значенням кута повороту трактора θ , тобто навколо єдиного миттєвого центру обертання.

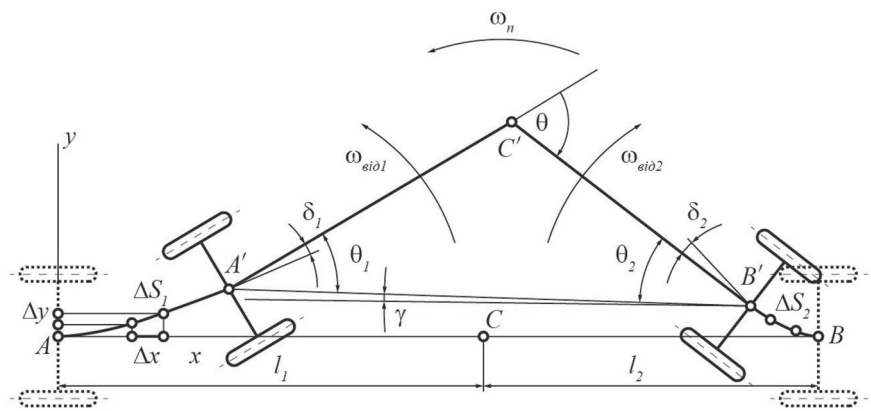


Рисунок 1 – Схема відносного руху секцій шарнірно-зчленованого трактора за несталого повороту

Залежність між переносними швидкостями мостів трактора визначається із залежності:

$$v'_{n2} = v'_{n1} \frac{R_{n2}}{R_{n1}}, \quad (1)$$

де v'_{n1} та v'_{n2} – переносні швидкості переднього і заднього мостів, м/с;

R_{n1} і R_{n2} – радіуси усталеного повороту передньої і задньої секцій, які визначаються як:

$$R_{n1} = \frac{l_1 \cos \theta + l_2}{\sin \theta}; \quad R_{n2} = \frac{l_1 + l_2 \cos \theta}{\sin \theta}, \quad (2)$$

де l_1 та l_2 – довжина передньої і задньої секції трактора, м.

Рух секцій відносно одна одної в якийсь нескінченно малий проміжок часу здійснюється завдяки скороченню відстані між центрами мостів.

Під час входу трактора в поворот у відносному русі передній міст буде переміщатися назад, а задній – вперед. За

циркуляції потужності в ходовій системі один міст буде гальмівним. Якщо це передній міст, то в процесі руху він розвантажується, якщо задній – ходова система навантажується ще більше.

Позначимо: P_{k1} і P_{k2} – сумарні дотичні сили на колесах переднього і заднього мостів на початок повороту, а $P_{зм1}$ і $P_{зм2}$ – зміна сумарних дотичних сил на колесах мостів завдяки відносному рухові. За умови $|P_{k1}| < |P_{зм1}|$ або $|P_{k2}| < |P_{зм2}|$ відносний рух викличе не тільки перерозподіл дотичних сил, але і зміну знаку дотичної сили на колесах одного з мостів. Тоді буде вибиратися зазор у приводі цього моста і тяговим стане інший міст.

Одночасно зазорів у приводах обох мостів не буде, оскільки рушійна сила відсутня, якщо інерційні сили не враховуються або якщо вони недостатні для подолання опору руху трактора.

Для виділення із загального руху відносного надаємо всій системі зворотний рух, величина якого дорівнює переносному. Позначимо приведені податливості приводів мостів (включаючи шини): переднього – C_1 , заднього – C_2 . Відносне переміщення переднього і заднього мостів можна визначити через приведені радіуси кочення і кут повороту їхніх коліс. Елементарне відносне переміщення моста визначимо за формулою довжини дуги змінного радіуса:

$$dS_1 = \lambda_1 \sqrt{1 + (R_{k1}^b - \lambda_1 P_{зм1})^2 \frac{C_1^2 R_{d1}^2}{\lambda_1^2}} dP_{зм1}, \quad (3)$$

де R_k^b – приведений радіус кочення ведених коліс моста, м;

λ – приведений коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил коліс моста;

R_d – середній динамічний радіус коліс моста, м.

Після перетворень, нехтуючи величинами нижчого порядку, отримаємо:

$$dS_1 = dP_{зм1} \sqrt{\lambda_1^2 + (R_{k1}^b)^2 C_1^2 R_{d1}^2}. \quad (4)$$

Аналогічно,

$$dS_2 = dP_{зм2} \sqrt{\lambda_2^2 + (R_{k2}^b)^2 C_2^2 R_{d2}^2}. \quad (5)$$

Введемо позначення:

$$\sqrt{\lambda_1^2 + (R_{k1}^b)^2 C_1^2 R_{d1}^2} = A_1; \quad (6)$$

$$\sqrt{\lambda_2^2 + (R_{k2}^b)^2 C_2^2 R_{d2}^2} = A_2.$$

У відповідності з рисунку 1, можна записати:

$$\begin{aligned} dx_1 &= A_1 dP_{зм1} \cos(\theta_1 - \gamma - \delta_1); \\ dx_2 &= A_2 dP_{зм2} \cos(\theta_2 + \gamma + \delta_2); \end{aligned} \quad (7)$$

$$x_2 = x_1 + \cos \gamma \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta},$$

$$\text{де } \theta_1 = \arctg \frac{l_1 \sin \theta}{l_2 + l_1 \cos \theta}, \quad \theta_2 = \arctg \frac{l_2 \sin \theta}{l_1 + l_2 \cos \theta}.$$

З умов тягового балансу сил впливає, що:

$$\frac{P_{зм1}}{\cos \theta_1} = \frac{P_{зм2}}{\cos \theta_2}. \quad (8)$$

Система рівнянь (7), в поєднанні з рівнянням (8), дає змогу визначити x_1 , x_2 , $P_{зм1}$ та $P_{зм2}$. Розглядаючи рівняння (8), можна записати:

$$P_{зм1} = P_{зм2} \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2}. \quad (9)$$

З двома тяговими мостами, дотичні сили яких не перевищують 0,6-0,7 максимальних сил за зчепленням, $\gamma < 1^\circ$, тому нехтуємо ним. Зі зміною $\frac{l_1}{l_2} = 1,35 \dots 0,75$ і

$\theta = 0 \dots 40^\circ$ співвідношення мають вигляд:

$$\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = \frac{l_1 + l_2 \cos \theta}{l_2 + l_1 \cos \theta} \leq 1,047, \quad (10)$$

$$\frac{\cos(\theta_1 - \delta_1)}{\cos(\theta_2 + \delta_2)} \leq 1,08.$$

(При цьому $\delta_1 = \delta_2 = 5^\circ$). На наявних шарнірно-зчленованих тракторах

$$\frac{l_1}{l_2} = 1,158 \dots 0,865 \text{ і } \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} \leq 1,025.$$

Внаслідок сили тяги на гаку δ_2 зменшується і навіть змінює знак, тому $\frac{\cos(\theta_1 - \delta_1)}{\cos(\theta_2 + \delta_2)} \leq 1,05$. З огляду на вищевикладене,

приймаємо це відношення рівним одиниці.

Вирішуючи спільно перше, друге і третє рівняння системи (7), отримаємо

$$x_1 = \frac{A_1}{A_1 + A_2} \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta} + C. \quad (11)$$

За $\theta = 0$, $x_1 = 0$,

$$C = \frac{A_1}{A_2 + A_1} L, \quad (12)$$

звідки

$$x_1 = \frac{A_1}{A_1 + A_2} \left(L - \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta} \right). \quad (13)$$

Аналогічно, отримаємо:

$$x_2 = \frac{A_1 L + A_2 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta}}{A_1 + A_2}. \quad (14)$$

Швидкості відносного руху мостів, згідно з рисунком 1, дорівнюють:

$$v_{\text{від}1} = \frac{1}{\cos(\theta_1 - \delta_1)} \frac{dx_1}{dt}; \quad (15)$$

$$v_{\text{від}2} = \frac{1}{\cos(\theta_2 + \delta_2)} \frac{dx_2}{dt}. \quad (16)$$

або

$$v_{\text{від}1} = \frac{A_1}{A_1 + A_2} \frac{\theta l_1 l_2 \sin \theta \sin(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{l_1 \sin \theta + \delta_2 (l_2 + l_1 \cos \theta) + [l_2 \sin \theta - \delta_1 (l_1 + l_2 \cos \theta)] \cos(\theta - \delta_1 + \delta_2)}; \quad (17)$$

$$v_{\text{від}2} = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{\theta l_1 l_2 \sin \theta \sin(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{l_2 \sin \theta - \delta_1 (l_1 + l_2 \cos \theta) + [l_1 \sin \theta + \delta_2 (l_2 + l_1 \cos \theta)] \cos(\theta - \delta_1 + \delta_2)}. \quad (18)$$

Напрямки швидкостей переносного і відносного руху заднього моста збігаються, а переднього – протилежні, тому сумарні швидкості переднього і заднього мостів дорівнюють:

$$\begin{aligned} v_1 &= v_{n1} - v_{\text{від}1}; \\ v_2 &= v_{n2} \frac{R_{n2}}{R_{n1}} + v_{\text{від}2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Кутові швидкості повороту секцій, аналогічно лінійним швидкостям, дорівнюють алгебраїчній сумі двох швидкостей – переносної і відносної. Переносні кутові швидкості передньої і задньої секцій трактора дорівнюють:

$$\omega = \frac{v_{n1}}{R_{n1}} = \frac{v_{n2}}{R_{n2}}. \quad (20)$$

Відносні кутові швидкості дорівнюють кутовим швидкостям повороту за відносного руху і визначаються, згідно з рисунком 1, із залежностей:

$$\omega_{\text{від}1} = \frac{d(\theta_1 - \gamma)}{dt}, \quad \omega_{\text{від}2} = \frac{d(\theta_2 + \gamma)}{dt}. \quad (21)$$

Нехтуючи γ , отримаємо

$$\omega_{\text{від}1} = \frac{l_1 (l_2 \cos \theta + l_1)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta} \dot{\theta}, \quad (22)$$

$$\omega_{\text{від}2} = \frac{l_2 (l_1 \cos \theta + l_2)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta} \dot{\theta}.$$

Сумарні кутові швидкості, відповідно, передньої і задньої секцій трактора визначаються із залежностей:

$$\omega_1 = \frac{v_{n1}}{R_{n1}} + \frac{l_1 (l_2 \cos \theta + l_1)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta} \dot{\theta}, \quad (23)$$

$$\omega_2 = \frac{v_{n2}}{R_{n2}} + \frac{l_2 (l_1 \cos \theta + l_2)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \theta} \dot{\theta}$$

Радіуси повороту відповідно передньої і задньої секцій трактора під час повороту з усіма тяговими осями визначаються рівняннями:

$$R_1 = \frac{v_1}{\omega_1}, \quad R_2 = \frac{v_2}{\omega_2}. \quad (24)$$

Під час виходу з повороту в рівняннях (17), (18), (21) і (22) необхідно знаки перед $v_{\text{від}}$ та $\omega_{\text{від}}$ мостів змінити на зворотні.

Результати. Зарівняннями (24) обчислені значення радіусів повороту секцій трактора ХТЗ-242К.20 ($l_1 = 1,38$ м, $l_2 = 1,34$ м) з двома тяговими мостами за $P_{\text{т}} = 0,2$ МПа. Радіуси кочення коліс трактора на повороті приймаємо рівними радіусам кочення за прямолінійного руху. Теоретичні залежності перевірені експериментально. На колесах трактора були встановлені лічильники обертів.

Під час входу в поворот і під час виходу з лівого повороту і входу в правий або навпаки за відсутності гакового навантаження реєструвалися позначки обертів

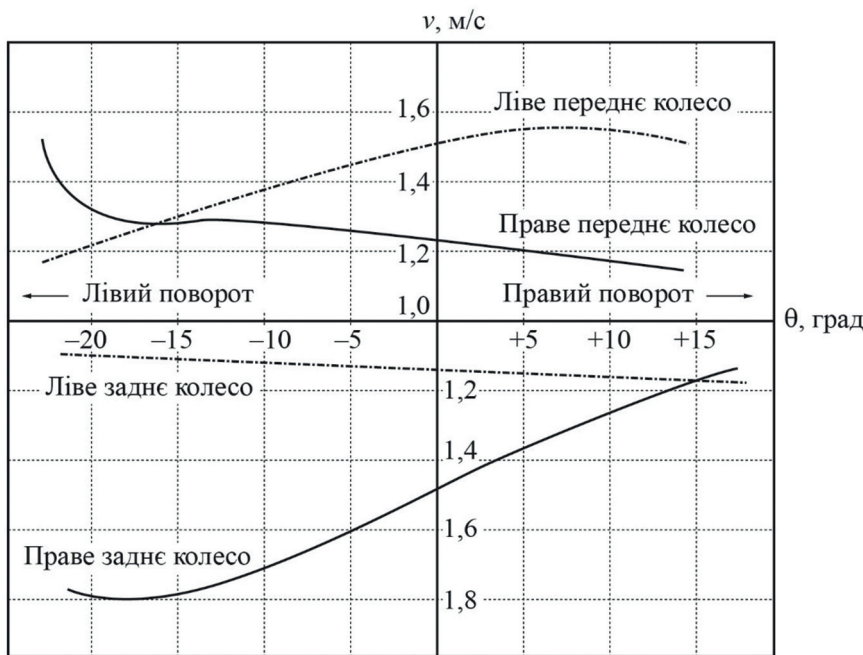


Рисунок 2 – Апроксимовані експериментальні залежності зміни швидкостей коліс трактора ХТЗ-242К.20 від кута θ під час несталого повороту

колів, крутний момент на карданах, кут повороту трактора θ і час. Знаючи радіуси кочення коліс трактора за позначкою їхніх обертів, визначали середні швидкості коліс трактора. За результатами були побудовані графіки швидкості коліс залежно від кута θ (рис. 2).

За формулою:

$$R_n = \frac{v' + v''}{2(v'' - v')} B, \quad (25)$$

де v' та v'' – швидкості внутрішнього і зовнішнього коліс моста, а B – ширина колії моста, визначалися радіуси повороту центрів мостів секцій трактора.

Обговорення. Проаналізувавши отримані результати та побудувавши в одній площині теоретичні та експериментальні залежності радіусів повороту центрів мостів трактора ХТЗ-242К.20 (рис. 3), можна стверджувати, що теоретичні та експериментальні залежності радіусів повороту центрів мостів трактора збігаються досить точно. Радіуси повороту за $\theta = 0$ і $\theta \neq 0$ не дорівнюють нескінченності.

Під час переходу від прямолінійного руху трактора ($\theta = 0$) до криволінійного θ_{max} радіуси повороту секцій будуть змі-

нюватись в широких межах залежно від кутової швидкості $\dot{\theta}$.

Висновки. Отже, встановлено, що під час повороту шарнірно-зчленованого трактора у відносному русі секції переміщуються назустріч одна одній. Під час руху зі змінним радіусом повороту кожна секція рухається навколо свого миттєвого центру обертання. Положення миттєвих центрів обертання залежить від величини кута повороту секцій відносно одна одної, швидкості зміни кута повороту, швидкості переносного руху трактора і кутів бічного відведення

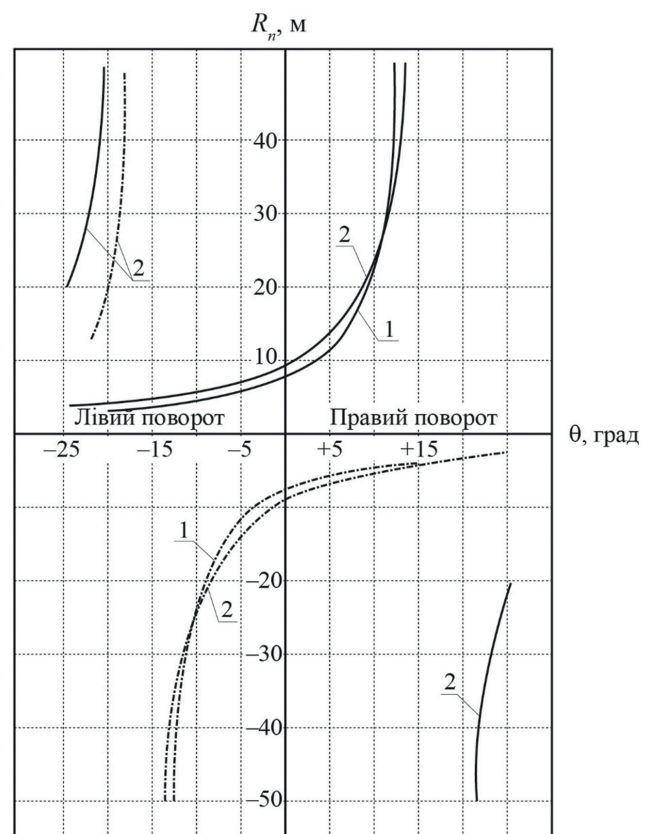


Рисунок 3 – Теоретичні (1) та апроксимовані експериментальні (2) залежності радіусів повороту центрів переднього (—) та заднього (-----) мостів трактора ХТЗ-242К.20 від кута θ ($v = 1,22$ м/с, $\dot{\theta} = 0,293$ рад/с)

шин коліс мостів.

Наукова цінність дослідження полягає в обґрунтування методології аналізу динаміки колісного трактора під час неустале-ного режиму повороту.

Практична цінність дослідження полягає у можливості розробки методики кінематики повороту шарнірно-зчленованого трактора для аналізу силових факторів, які діють на колісну машину, для покращення її показників у майбутньому проектуванні.

Перелік літератури

Гамаюнов П. П., Алексеев С. А. (2013). Повышение эффективности использования тракторного поезда с использованием параметрической оптимизации универсального тягово-сцепного устройства. Научное обозрение. 5. 33–36.

Гапич Д. С., Фомин С. Д., Ширяева Е. В. (2017). Динамика движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА. Тракторы и сельхозмашины. 10. 28–32.

Эвиев В.А., Очиров Н.Г., Муджиков Б.В. (2014). Влияние стохастического характера внешней нагрузки на производительность МТА. Тракторы и сельхозмашины. 1. 11–12.

Калінін Є. І. (2018). Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. Вип. 22 (36). 86–91.

Карсаков А. А., Фомин С. Д. (2015). О возможности снижения потерь энергии в трансмиссиях мобильных машин. Аграрная наука – основа успешного развития АПК и сохранения экосистем : материалы Международной научно-практической конференции. Волгоград: Волгоградская ГСХА, 3. 158–163.

Кравченко, В. А. (2017). Результаты исследований пахотного агрегата на базе трактора класса 1,4 с УДМ в трансмиссии. Вестник ВИЭСХ. 2 (27). 87-91.

Кузнецов Н. Г., Гапич Д. С. (2014). Автоматизация расчета технических характеристик горизонтальных стабилизаторов нагрузки МТА. Тракторы и сельхозмашины. 4. 36–38.

Лебедев А. Т., Калінін Є. І. (2010). Теоретичне дослідження тягово-зчіпних властивостей тракторів, обладнаних здвоєними шинами, під час виконання ґрунтообробних робіт на агрофоні підвищеної вологості. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. 14 (28). 216–224.

Поливаев О. И., Астанин В. И., Бабанин Н. В. (2013). Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей. Лесотехнический журнал. 3 (11). 50–56.

Godzhaev Z., Sokolov-Dobrev N., Shekhovtsov V., Lyashenko M., & Shevchuk V. (2009). Influence of case elements vibrations on loading of transmission sections. Technics of mechanical engineering. 1. 23–25.

Shehovtsov V., Sokolov-Dobrev N., Lyashenko M. (2014). Influence of elements dynamic cohesiveness in power shafting on torsional vibrations spreading and dynamic equality of reducible model. Mechanika. 20 (2). 190–196. <http://dx.doi.org/10.5755/j01.mech.20.2.6938>

Shekhovtsov V., Sokolov-Dobrev N., Potapov P. (2016). Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by means of Change of the Reactive. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016 Procedia Engineering. 150. 1239–1244.

References

Eviev V. A., Ochirov N. G., Muzhikov B. V. (2014). The influence of the stochastic nature of the external load on the MTA performance. Tractors and agricultural machinery. 1. 11–12.

Gamayunov P. P., Alekseev S. A. (2013). Improving the efficiency of using a tractor

train using parametric optimization of the universal traction coupling. *Scientific Review*. 5. 33–36.

Gapich D. S., Fomin S. D., Shiryayeva E. V. (2017). Dynamics of the movement of the elastically fixed working body of the cultivator MTA. *Tractors and agricultural machinery*. 10. 28–32.

Godzhaev Z., Sokolov-Dobrev N., Shekhovtsov V., Lyashenko M., Shevchuk V. (2009). Influence of case elements vibrations on loading of transmission sections. *Technics of mechanical engineering*. 1. 23–25.

Kalinin A. I. (2018). Frequency analysis of the number of caterpillar tractors. *Collection of scientific papers L. Pogorilyy UkrNDIPVT*. 22 (36). 86–91.

Karsakov A. A., Fomin S.D. (2015). On the possibility of reducing energy losses in transmissions of mobile machines. *Agrarian science is the basis for the successful development of the agro-industrial complex and the preservation of ecosystems: materials of the International Scientific and Practical Conference*. Volgograd: Volgograd State Agricultural Academy. 3. 158–163.

Kravchenko, V. A. (2017). Research results of a plowing unit based on a class 1.4 tractor with an UDM in the transmission. *VIESH Bulletin*. 2 (27). 87–91.

Kuznetsov N.G., Gapich D.S. (2014).

Automation of calculation of technical characteristics of horizontal load stabilizers MTA. *Tractors and agricultural machinery*. 4. 36–38.

Lebedev A. T., Kalinin A. I. (2010). Theoretically, the improvement of the traction power of tractors, possessing good tires, before the hour of demonstration of robust robots on agrophonies of increased visibility. *Collection of scientific papers L. Pogorilyy UkrNDIPVT*. Ed. 14 (28). 216–224.

Polivaev O.I., Astanin V.I., Babanin N.V. (2013). Reducing the dynamic loading of mobile power facilities from external influences and increasing their traction and dynamic performance. *Forestry journal*. 3 (11). 50–56.

Shehovtsov V., Sokolov-Dobrev N., Lyashenko M. (2014). Influence of elements dynamic cohesiveness in power shafting on torsional vibrations spreading and dynamic equality of reducible model. *Mechanika*. 20 (2). 190–196. <http://dx.doi.org/10.5755/j01.mech.20.2.6938>.

Shekhovtsov V., Sokolov-Dobrev N., Potapov P. (2016) Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by means of Change of the Reactive. *ICIE 2016 Procedia Engineering : International Conference on Industrial Engineering*. 150. 1239–1244.

UDC 629.113.073

KINEMATICS OF THE ARTICULATED TRACTOR 4K4 AT AN UNSTABLE TURN

Kalinin E., dr. tech. sciences, professor,

e-mail: kalininhtusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>

Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture,

Balabay T.,

e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0452-1407>

Kharkiv branch L. Pogoriliy UkrNDIPVT,

Summary

Goal of the study is to analyze the movement of sections of an articulated tractor at an unsteady turning (with a variable turning radius). To achieve this goal, it is necessary to fulfill the following tasks:

- analytically substantiate the formation of the kinematics of the sections of an articulated tractor in relative motion;

- to analyze the position of the instantaneous centers of rotation of both the tractor as a whole and its sections separately, taking into account the turning radius and confirm the results of theoretical studies experimentally.

Research methods. The methodological basis of the work is the generalization and analysis of well-known scientific results on the dynamics of a tracked tractor with an articulated frame, a rational combination of theoretical and experimental research and the use of a systematic approach.

The results of the study. After analyzing the results obtained, and having plotted in the same plane the theoretical and experimental dependences of the turning radii of the centers of the axles of the KhTZ-242K.20 tractor, it can be argued that the theoretical and experimental dependences of the turning radii of the centers of the tractor axles coincide quite accurately. The turning radii for the straight-line movement of the tractor, provided that the angular rate of turn is not equal to zero, are not equal to infinity.

When changing from a straight-line tractor movement to a curvilinear one, the turning radii of the sections will vary widely depending on the angular speed.

Conclusions. During theoretical and experimental studies, it was found that when an articulated tractor turns in relative motion, the sections move towards each other. When moving with a variable turning radius, each section moves around its instantaneous center of rotation. The position of the instantaneous centers of rotation depends on the value of the angle of rotation of the sections relative to each other, the rate of change of the angle of rotation, the speed of the portable movement of the tractor and the lateral slip angles of the axle wheels.

Keywords: articulated tractor, turning radius, unsteady movement

УДК 629.113.073

КИНЕМАТИКА ШАРНИРНО СОЧЛЕНЕННОГО ТРАКТОРА 4К4 ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ПОВОРОТЕ

Калинин Е., д-р техн. наук, проф.,

e-mail: kalininhntusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка,

Балабай Т., e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0452-1407>

Харьковский филиал УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого,

Аннотация

Цель исследования. Целью исследования является анализ перемещения секций шарнирно-сочлененного трактора при неустановившемся повороте (с переменным радиусом поворота). Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

– аналитически обосновать формирование кинематики секций шарнирно-сочлененного трактора в относительном движении;

– проанализировать положение мгновенных центров вращения как самого трактора в целом, так и его секций отдельно, с учетом радиуса поворота и подтвердить результаты теоретических исследований экспериментально.

Методы исследования. Методологической основой работы является обобщение и анализ известных научных результатов по динамике гусеничного трактора с шарнирно-сочлененной рамой, рациональное сочетание теоретических и экспериментальных исследований и использования системного подхода.

Результаты исследования. Проанализировав полученные результаты, и построив в одной плоскости теоретические и экспериментальные зависимости радиусов поворота центров мостов трактора ХТЗ-242К.20, можно утверждать, что теоретические и экспериментальные зависимости радиусов поворота центров мостов трактора совпадают достаточно точно. Радиусы поворота при прямолинейном движении трактора, при условии неравенства нулю угловой скорости поворота, не равны бесконечности.

При переходе от прямолинейного движения трактора к криволинейного радиусы поворота секций будут варьироваться в широких пределах в зависимости от угловой скорости.

Выводы. Во время теоретических и экспериментальных исследований установлено, что при повороте шарнирно-сочлененного трактора в относительном движении секции перемещаются навстречу друг другу. При движении с переменным радиусом поворота каждая секция движется вокруг своего мгновенного центра вращения. Положение мгновенных центров вращения зависит от величины угла поворота секций относительно друг друга, скорости изменения угла поворота, скорости переносного движения трактора и углов бокового увода шин колес мостов.

Ключевые слова: шарнирно-сочлененный трактор, радиус поворота, неустановившееся движение.