

УДК 629.113.014.5

О. С. ЛИХОДІЙ, асистент кафедри ЕРМ ДВНЗ «ПДАБА», Дніпропетровськ**ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КЕРМОВИХ ТРАПЕЦІЙ КЕРОВАНИХ ОСЕЙ НАПІВПРИЧЕПА**

В статті розглянуті питання вибору оптимальних конструктивних параметрів кермових трапецій для керованих осей напівпричепа. Представлені геометричні залежності кінематики кермової трапеції, цільові функції оптимізації, результати розрахунків.

Ключові слова: напівпричіп з керованими осями, кермова трапеція, оптимізація.

Вступ. Використання керованих коліс напівпричепа у порівнянні з класичним варіантом має значні переваги, [1], та приводить до покращення безпеки руху, зменшення енергетичних втрат. Привод до керованих коліс для здійснення їх повороту організується через кермову трапецію або через безпосередню дію на кожне колесо гідроциліндрами. Параметри кермового приводу (кермової трапеції) впливають на керованість автопоїзда, а відповідно, на безпеку руху. Труднощі при проектуванні кермового приводу керованих осей виникають при визначенні кутів нахилу бокових важелів кермової трапеції, їх довжини, оскільки ці параметри повинні забезпечувати кочення коліс керованої осі без проковзування у поперечному напрямі при рухові автопоїзда на повороті. Кермова трапеція за своєю природою не в змозі повністю забезпечити теоретичне співвідношення між кутами повороту керованих коліс, тому для визначення розмірів елементів кермової трапеції, які забезпечуватимуть кути повороту керованої осі близькими до теоретичних, застосовується оптимізація.

Аналіз основних досягнень і літератури. Дослідженням динаміки руху автопоїздів з керованими колесами напівпричепів займалися такі вчені як Я.Є. Фаробін, А.І. Гришкевич, М.І. Лисов, D. Sebon, C. Cheng, B.A. Lujnovich, B.П. Сахно та ін. Такі автори, як М.І. Лисов та А.І. Гришкевич у своїх роботах [2], [3] не представили методику проектування кермових трапецій, а інформація обмежується тільки аналізом кінематики кермових трапецій з існуючими конструктивними розмірами.

Постановка задачі. Знайти оптимальні геометричні параметри кермових трапецій для керованих осей напівпричепа як компроміс між кінематикою повороту автопоїзда і кінематичними можливостями шарнірно-важільного механізму кермового приводу. Розробити методику визначення геометричних параметрів кермової трапеції керованої осі напівпричепа.

Основний матеріал. Очевидно, що забезпечити механічною трапецією ідеальне співвідношення кутів повороту внутрішнього і зовнішнього коліс у широкому діапазоні зміни кута повороту внутрішнього колеса не представляється можливим. Тому, доцільно розглядати завдання оптимізації у вузькому діапазоні, обумовленому експлуатаційними режимами криволінійного руху. Так, для напівпричепів середньостатистичним кутом повороту є $3...12^\circ$ у залежності від відстані керованої осі до центра нейтральної поворотності. Можна вважати, що рух з використанням максимальних кутів повороту керованих коліс - подія відносно рідкісна, з малими швидкостями, і, як наслідок, меншими додатковими силами, що породжуються кінематичною неузгодженістю.

Процес повороту автопоїзда достатньо складний. Крен кузова і бічне відведення шин приводять до зсуву центра повороту і спотворення траєкторії руху коліс у порівнянні з транспортним засобом із нейтральною поворотністю. Спочатку складена

розрахункова схема напівпричепа з керованими осями (рис. 1) та отримані залежності теоретичного співвідношення кутів повороту коліс керованих осей напівпричепа в залежності від кута складування автопоїзда, [1]:

$$\Theta_{nR} = \text{arccctg} \left(\text{Ctg} (\Theta_{nL}) + K_n / s_n \right), \quad (1)$$

де $n = 3, 4, 5$ – номери осей автопоїзда;

Θ_{nL}, Θ_{nR} – кути повороту коліс осі n відповідно лівий та правий;

$s_n = [efg]$ – відстань між перпендикуляром радіуса та віссю напівпричепа;

K – колія коліс.

$$\Theta_{nL} = \text{arccctg} \left((d \cdot \text{Ctg} (\psi) - m / \sin (\psi) - K_n / 2) / s_n \right). \quad (2)$$

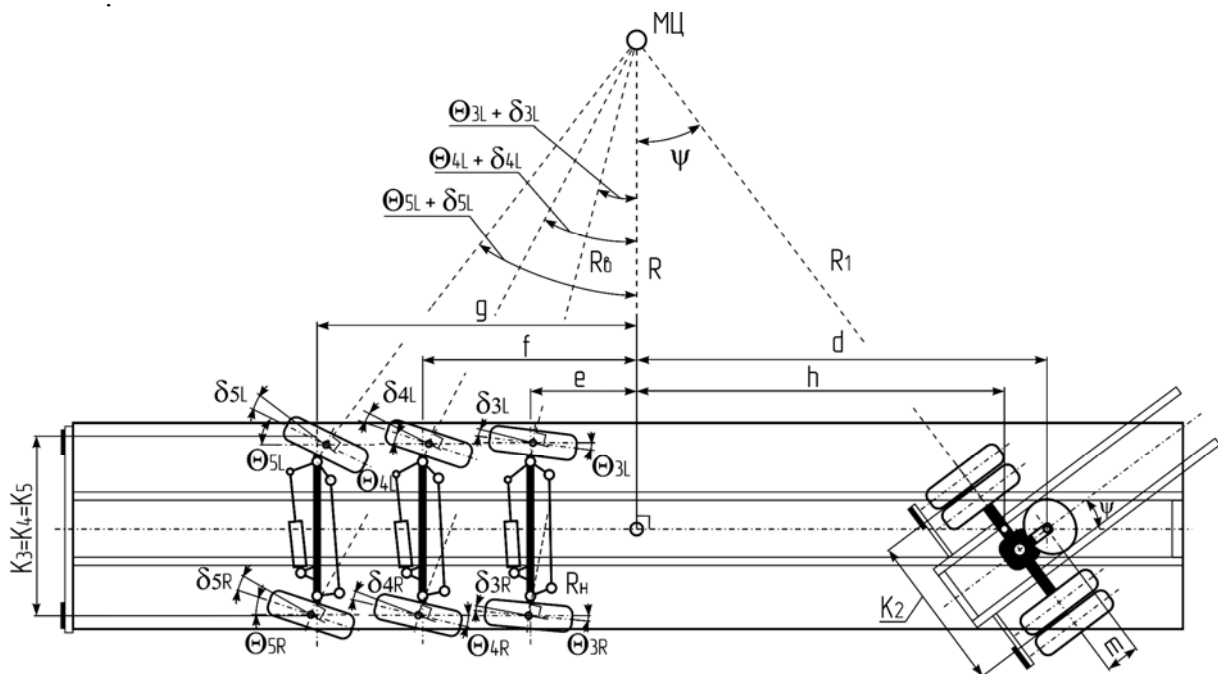


Рисунок 1 – Розрахункова схема напівпричепа

Наступним етапом розглянемо механізм визначення геометричних параметрів кермової трапеції та оцінимо похибку між фактичними і теоретичними кутами повороту керованих коліс. Розглянемо трапецію кермового керування на рис. 2 і виведемо для неї основні геометричні залежності. Враховуючи подібність геометричних фігур, зручно виражати деякі параметри у відносних одиницях міжшворневої відстані B .

Важелі поворотних цапф довжиною L_1 знаходяться під кутом φ до лінії, що утворює міжшворневу відстань B (замикаюча основа L_4). Поточний кут повороту внутрішнього колеса θ_L (рис. 1) відповідає куту положення важеля φ_6 ; аналогічно зовнішньому θ_R відповідає φ_n . Поперечна кермова тяга довжиною L_2 паралельна основі AD .

Використовуючи рис. 2 заздалегідь отримана аналітична залежність $\varphi_n = f(\varphi_6)$, [4]. Якщо відняти початковий кут установки поворотного важеля φ_0 , то отримаємо залежність між кутами повороту керованих коліс, виражену через можливості

механічної трапеції – $\varphi_n - \varphi_0 = f(\varphi_\epsilon) - \varphi_0$. Позначимо фактичний кут повороту зовнішнього колеса:

$$\begin{aligned} \phi_{\Phi_n} &= \varphi_n - \varphi_0 = f(\varphi_\epsilon) - \varphi_0 = \phi_{\Phi_n}(m, \varphi_0, \varphi_\epsilon) = \\ &= \phi_{\Phi_n}(p, \varphi_\epsilon) = \phi_{\Phi_n}(p, \phi_\epsilon) \end{aligned} \quad (3)$$

де $p = [m \ \varphi_0]$ – параметри.

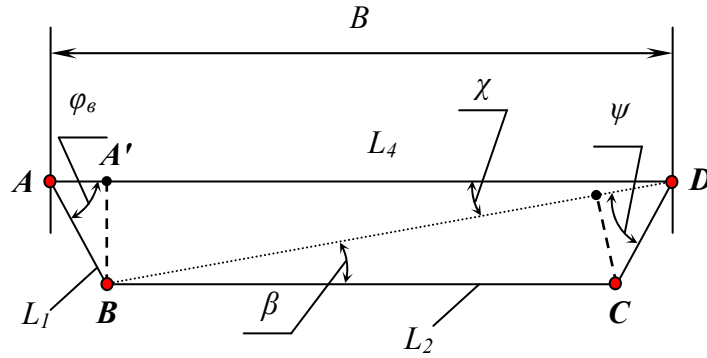


Рисунок 2 – Геометрія кермової трапеції

Позначимо теоретичний кут повороту зовнішнього колеса:

$$\phi_{T_n} = \phi_{T_n}(\phi_\epsilon) = \theta_n(b, \theta_\epsilon) = \theta_n(b, \Delta\varphi_\epsilon). \quad (4)$$

Таким чином, задача оптимізації направлена на знаходження таких параметрів m і φ_0 за яких мінімізується функціонал:

$$\|\phi_{\Phi_n}(p, \phi_\epsilon) - \phi_{T_n}(\phi_\epsilon)\| \rightarrow \min. \quad (5)$$

Для чисельного аналізу після відповідних перетворювань будемо використовувати наступний вираз:

$$\min_p \frac{1}{2} \cdot \|\phi_{\Phi_n}(p, \phi_\epsilon) - \phi_{T_n}(\phi_\epsilon)\|_{L^2}^2 = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n [\phi_{\Phi_n}(p, \phi_{\epsilon_i}) - \phi_{T_n}(\phi_{\epsilon_i})]^2. \quad (6)$$

де ϕ_{ϵ_i} – значення кутів повороту внутрішнього колеса.

Позначимо $F(p) = \sum_{i=1}^n [\phi_{\Phi_n}(p, \phi_{\epsilon_i}) - \phi_{T_n}(\phi_{\epsilon_i})]^2$, тоді система рівнянь для визначення оптимальних параметрів буде мати вигляд, [5]:

$$\begin{cases} \frac{\partial F(p)}{\partial p_1} = \frac{\partial F(m, \varphi_0)}{\partial \varphi_0} = 0; \\ \frac{\partial F(p)}{\partial p_2} = \frac{\partial F(m, \varphi_0)}{\partial m} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Математичне обчислювання виконується числено у середовищі математичного програмування MATLAB з використанням методів сполучених градієнтів та модифікованого методу Ньютона, [5].

Для чисельної апробації визначимо геометричні параметри кермових трапецій для керованих осей напівпричепи Fliegl Favorite, у базу комплектацію якого входять некеровані вісі. Для цього виконаємо креслення напівпричепи з керованими осями (як аналог візьмемо креслення осі ADR). Графічним методом знайдемо максимальний кут повороту правого колеса третьої осі напівпричепи, який конструктивно обмежений. Далі приймемо розташування осі нейтральної поворотності на відстані від шворня напівпричепи 0,7 від його бази та графічно визначимо максимальні кути повороту внутрішніх коліс керованих осей і максимальний кут складання автопоїзда за величиною якого буде здійснюватись підкерування коліс. Конструктивно необхідно зменшити відстань між лонжеронами рами в зоні роботи коліс напівпричепи на 457 мм (рис. 5).

З вище сказаного в якості параметрів оптимізації нерозрізної трапеції використовують дві величини: кут розташування бокових важелів та їх довжина. При цьому приймаємо величину міжшворневої відстані однаковою для усіх осей – 1456 мм, колію коліс залишаємо без змін – 2020 мм. З конструктивних міркувань довжину бокових важелів для трапецій трьох осей напівпричепи приймаємо однаковою – 204 мм. Після відповідних розрахунків знайшли наступні оптимальні значення кутів розташування бокових важелів: для передньої осі – 41°, для середньої осі – 63°, для задньої осі – 73°. Початковий кут повороту бокового важеля трапеції приймали відповідно 35°, 80°, 85°.

На рис. 3, 4 представлені графіки залежностей кутів повороту зовнішнього колеса від внутрішнього для трьох осей напівпричепи та похибки при визначенні кутів повороту зовнішнього колеса, які забезпечує оптимізована конструкція трапеції та за теоретичною залежністю від кута повороту внутрішнього колеса.

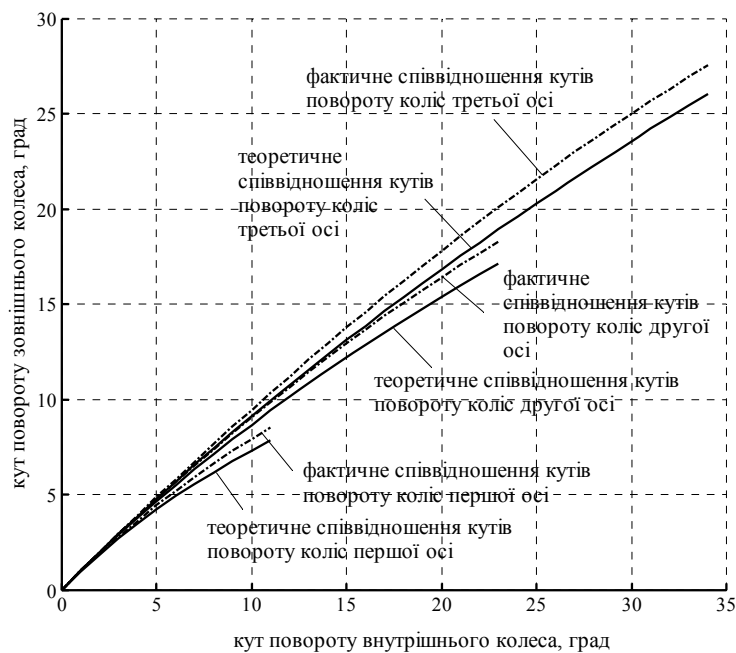


Рисунок 3 – Теоретичне та фактичне співвідношення кутів повороту коліс напівпричепи

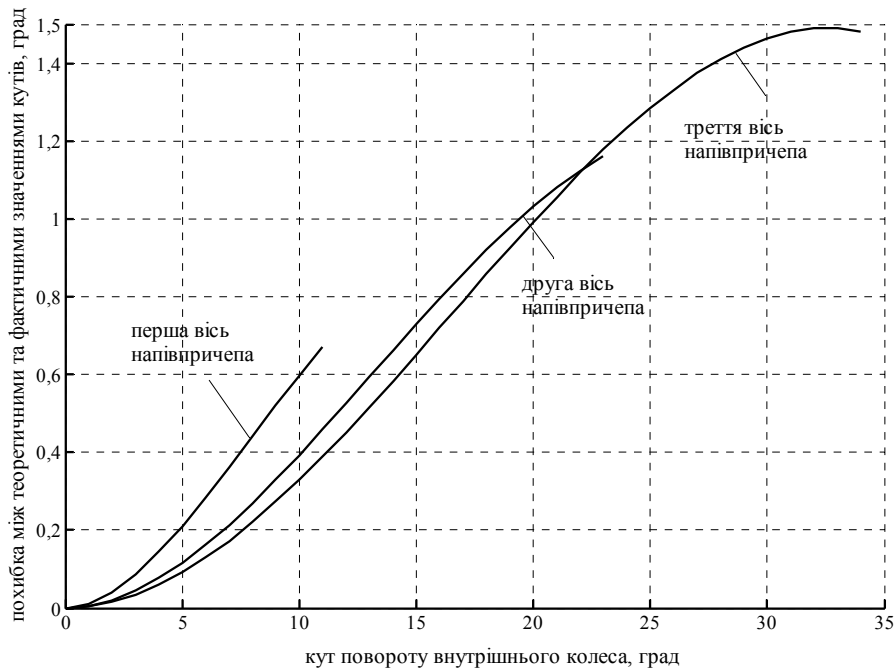


Рисунок 4 – Похибка при визначенні кутів повороту зовнішнього колеса за теоретичною та фактичною залежностями

На рис. 5 представлена графічна реалізація отриманих геометричних параметрів кермових трапецій для осей напівпричепа Fliegl Favorite.

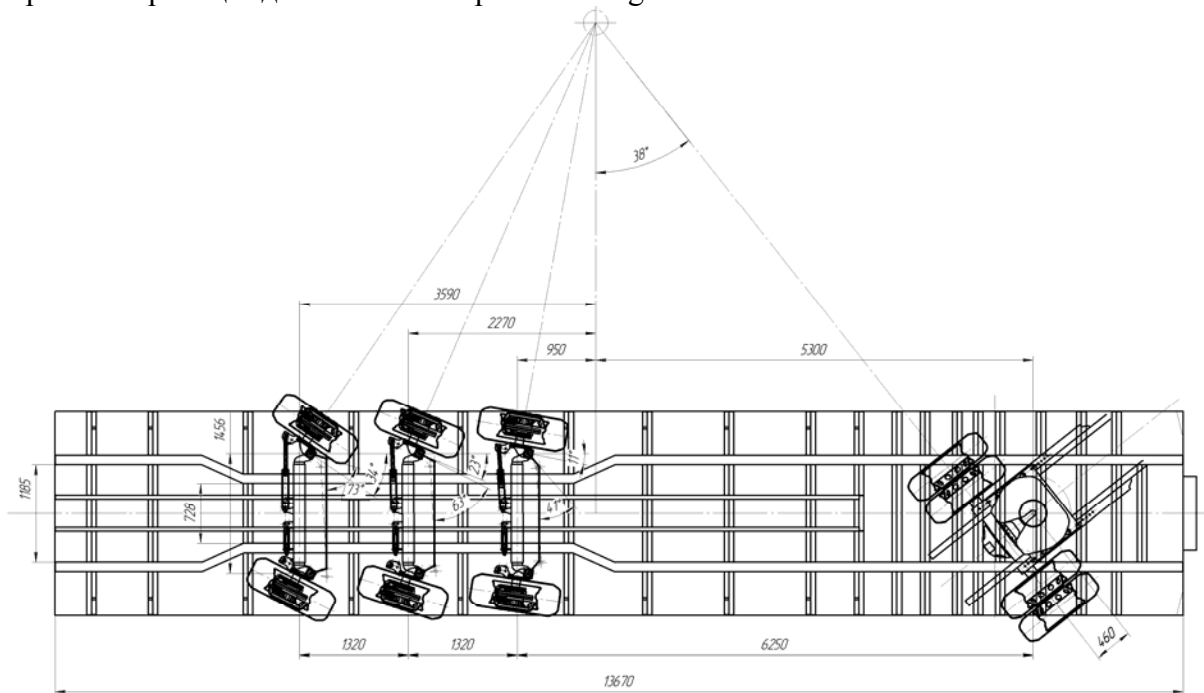


Рисунок 5 – Розроблені конструкції кермових трапецій для осей напівпричепа Fliegl Favorite

Висновки. Розроблена методика визначення геометричних параметрів кермових трапецій для нерозрізних керованих осей напівпричепів реалізована у програмному модулі MATLAB значно полегшить процес конструювання кермових трапецій.

Складений функціонал (6, 7) забезпечує умовний мінімум за параметром m , який обмежується мінімальним конструктивним розміром поворотного важеля. У зв'язку з цим, основним параметром оптимізації є φ_0 . Таким чином, задавшись параметрами b і $\varphi_{\text{втах}}$ можна визначити найкращу комбінацію m і φ_0 для кермової трапеції, що проектується.

Виконані розрахунки підтверджують працездатність запропонованої методики, на що вказує допустиме значення похибки теоретичного та фактичного розподілу кутів повороту коліс ($1,5^\circ$).

Список літератури: 1. *Лиходій О. С.* Оцінка маневреності дволанкових автопоїздів з системами керування коліс напівпричепа «STEER-BY-WIRE» / *О. С. Лиходій, М. В. Дячук* // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – №121. – С. 143-145. 2. *Лысов М. И.* Рулевые управления автомобилей. М., «Машиностроение», 1972, 344 с. 3. *Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако, В. П. Автушко и др.* Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 200с.: ил. 4. *Дячук М. В.* Оптимизация конструктивных параметров неразрезной рулевой трапеции автомобиля / *М. В. Дячук, А. С. Лиходей* // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ : ПДАБтаА, 2007. – №12. – С. 42-49. 5. *Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М.* Численные методы. – М.: Наука, 1987, – 320 с.

Надійшла до редколегії 14.05.2013

УДК 629.113.014.5

Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа / О. С. Лиходій // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 49–54. – Бібліогр.: 5 назв.

В статье рассмотрены вопросы выбора оптимальных конструктивных параметров рулевых трапеций для управляемых осей полуприцепа. Приведены геометрические зависимости кинематики рулевой трапеции, целевые функции оптимизации, результаты расчетов.

Ключевые слова: полуприцеп с управляемыми осями, рулевая трапеция, оптимизация.

The questions of optimal design factors selection of steering trapezes for semitrailer steering axles are considered in the article. Geometrical characteristics of steering trapeze kinematics, optimization target functions, and calculation results are presented.

Keywords: the semitrailer with operated axes, a steering trapeze, optimization