

$$M_a = 6000 + 30480 = 36480 \text{ кг},$$

$$a = 0,65L, \quad b = 0,35L.$$

5) два 20-ти футових контейнера при  $L = 7851_{\text{мм}}$  (відстань від заднього звису до другої осі напівпричепа  $L' = 3390_{\text{мм}}$ ).

$$G_{\text{сідло}} = G_a \times \frac{b}{L} = 529740 \times \frac{2747,9}{7851} = 185412 \text{ Н};$$

$$G_{\text{возик}} = G_a \times \frac{a}{L} = 529740 \times \frac{5103}{7851} = 344321 \text{ Н},$$

$$M_a = 6000 + 24000 + 24000 = 54000 \text{ кг},$$

$$a = 0,65L, \quad b = 0,35L.$$

**Висновки.** Проведеними розрахунками навантаження на осі автопоїзда при використанні універсального напівпричепа-контейнеровоза встановлено, що завантаження напівпричепа одним контейнером 20-, 30-, 40-футовим задовольняє вимогам нормативних документів щодо навантаження на осі. Проте завантаження автопоїзда двома 20-футовими контейнерами призводить до суттєвого збільшення навантаження на осі возика, які проте знаходяться в межах допустимих [6].

### Література

1. Контейнерные международные перевозки грузов // <http://stoles.com.ua/rus/perevozki>.
2. Транспортные контейнеры // <http://www.con-com.ru/info>.
3. Сахно В.П. Порівняльний аналіз та оптимізація конструкцій тягачів триланкових автопоїздів /В.П. Сахно, К.С.Жаров // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2008. Окремий випуск №11. С.134-139.
4. Тимков А.Н. Обзор конструкций современных прицепов и полуприцепов /А.Н. Тимков // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип. 15. – К.: НТУ, ТАУ, 2002. – с.223-225.
5. Сахно В.П. До аналізу конструкцій автопоїздів-контейнеровозів /В.П.Сахно, Р.М.Марчук, В.П.Онищук, В.М.Придюк //Збірник доповідей 13 Міжнародної науково-практичної конференції «Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики». – Київ. – 2011. – С.180-182.
6. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

УДК 629.113

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ МАНЕВРНОСТІ МАКЕТА ТРИЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА

Мойся Д.Л.

*Описані методи проведення досліджень масштабної моделі триланкового автопоїзда, що дають можливість за кінематичними характеристиками усталеного руху у сукупності з рівняннями рівноваги визначити значення сил відведення та коефіцієнтів опору відведення.*

*The methods of study of three-tier train scale model are described which give opportunity according to kinematic characteristics of steady motion to define value of withdrawal force and withdrawal resistance factor.*

### Вступ

Математична модель для дослідження маневреності триланкового автопоїзда має деякі припущення та спрощення. Для перевірки адекватності отриманих залежностей дуже важливо провести експериментальні дослідження.

З відомих літературних джерел відомі підходи до визначення характеристик потребують достатньо складної лабораторно-технічної бази. Відносно простий шлях вирішення цієї проблеми полягає у використанні стенда карусельного типу. У даній роботі методика визначення сил відведення, що притаманна стенду карусельного типу, переноситься на випадок довільного носія, що забезпечує усталений рух ведених ланок.

### Мета статті

Метою роботи є визначення методики, обладнання, приладів та пристроїв для вимірювання необхідних параметрів під час експериментального дослідження маневреності сідельного автопоїзда та визначення коефіцієнтів опору відведення необхідних для встановлення адекватності запропонованої математичної моделі автопоїзда.

### Основний розділ

В експерименті проводилось дослідження триланкового автопоїзда, зображення якого представлено на рис.1. Макет автопоїзда створювався з електромобіля та двох саморобних напівпричепів. Колеса напівпричепів було виготовлено так, щоб вони мали якості пружного пневматика. Загальну конструкцію колеса відображено на рис. 2.



Рис. 1. Загальний вигляд макета автопоїзда



Рис. 2. Колесо напівпричепи

Тиск у колесі має можливість регулюватися за рахунок затяжки гайки, що знаходиться на рисунку ліворуч.

У ході проведення експерименту фіксувалися різноманітні параметри: переміщення характерних точок макета автопоїзда, кутова швидкість, кути складання між ланками.

Траєкторії характерних точок макета автопоїзда фіксувалися за допомогою траєкторієвідмітчиків, що були встановлені на тягачі (2 шт.) та напівпричепках (по 1 шт. на кожному).

На рис. 3 зафіксовано процес відображення траєкторії середини передньої осі тягача. Траєкторієвідмітчик — це шарнірно закріплена зогнута металева трубка в який фіксувалася крейда.



Рис. 3. Траєкторієвідмітчик встановлений на тягачі.

Кут повороту керованих коліс тягача встановлювався до проведення експерименту. На рульовому колесі тягача було встановлено транспортер, що фіксував кут повороту. Також кут перевірявся транспортиром.

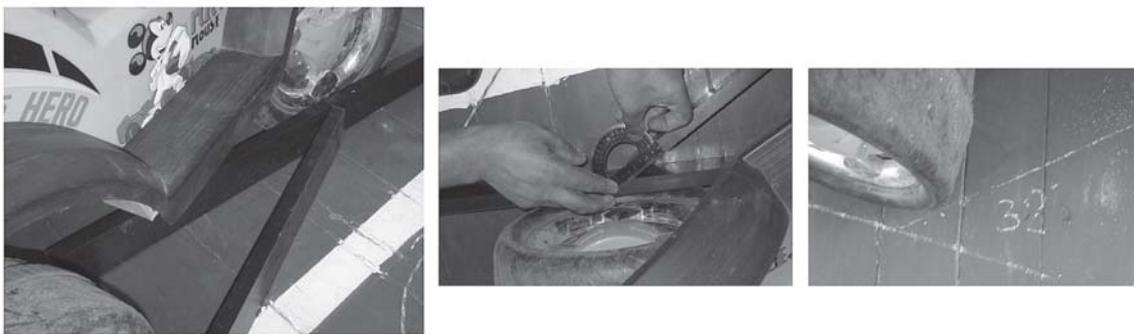


Рис. 4. Вимірювання кута повороту керованих колес за допомогою транспортира

Кути складання напівпричепів вимірювалися за допомогою транспортирів, встановлених в точках з'єднання ланок макета автопоїзда.

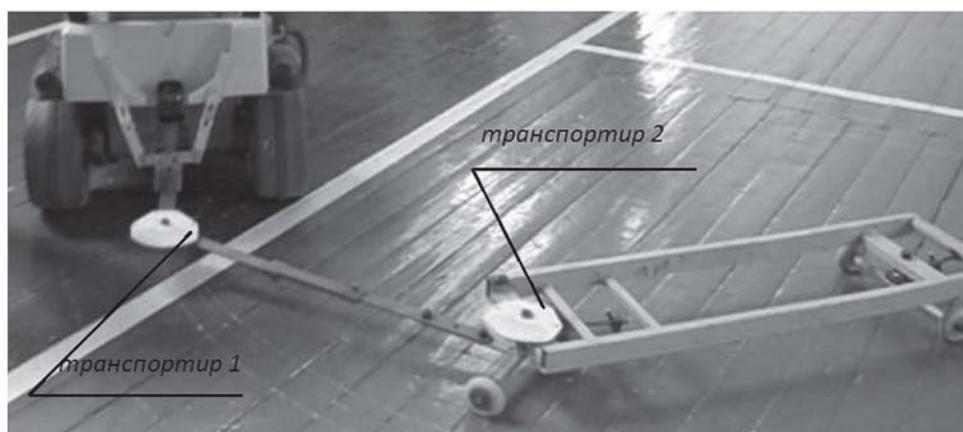


Рис. 5. Розміщення транспортирів в точках з'єднання ланок.

*План проведення експеримента.* Перед проведенням кожного етапу експерименту на тягачі фіксувався кут керованих коліс, далі автопоїзд розпочинав рух. На першому колі автопоїзд входив в усталений рух, далі автопоїзд робив ще два три кола для перевірки співпадання траєкторій руху траєкторієвідмітчиків (якщо траєкторії збігаються — стан вважався усталеним). За допомогою траєкторій, позначених траєкторієвідмітчиками, та за допомогою геометричних побудов визначався центр повороту автопоїзда. Центр повороту визначався методом засічок, будувалися дві хорди, що проходять через центр кола.



Рис. 6. Визначення центру повороту автопоїзда

Після визначення центру повороту автопоїзда проводилось вимірювання радіусів руху характерних точок:

- радіуси руху траєкторієвідмітчиків тягача ( $R_1, R_2$ );
- радіуси руху точок зчеплення ланок ( $R_{O1}, R_{O2}$ );
- радіус руху центра вісі заднього напівпричепа ( $R_{O3}$ ).

Під час руху автопоїзда по колу в усталеному стані робився відлік часу проходження одного кола, що дозволило косвено оцінювати швидкість руху. Відлік часу фіксувався секундоміром, а також відеознімальним пристроєм, що встановлювався на тягачу.

На нерухомому автопоїзді фіксувалися кути складання напівпричепів.

Обробка даних отриманих в експерименті. За радіусами руху характерних точок автопоїзда та геометричними розмірами його ланок методом геометричних побудов можливо відтворити конфігурацію автопоїзда і перевірити кути складання, а на далі — кути відведення.

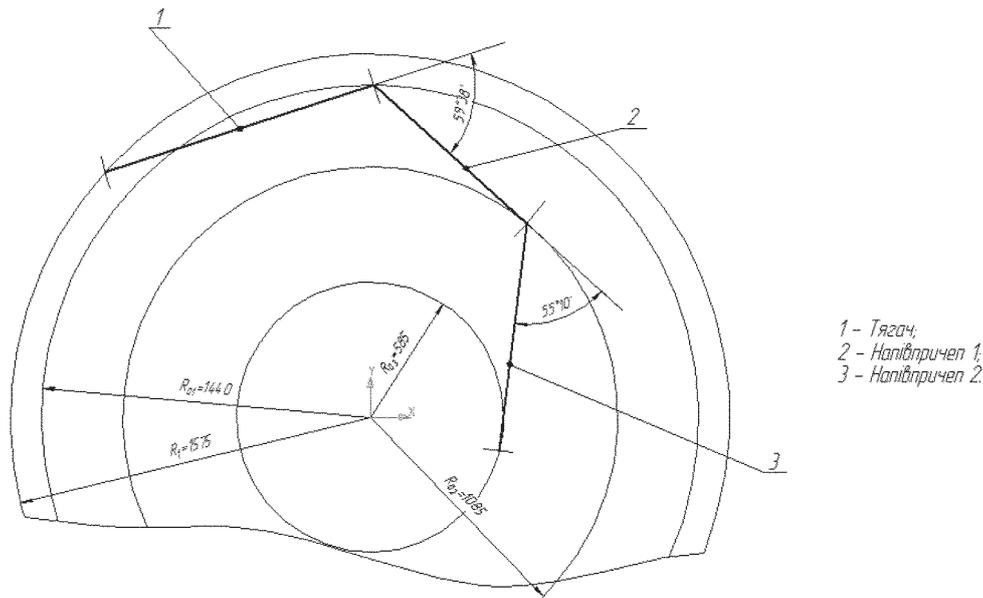


Рис. 7. Конфігурація автопоїзда побудована графічно

На рисунку 7 відображено конфігурацію автопоїзда в усталеному русі при куті повороту керованих коліс тягача  $\theta=32^\circ$ . Графічно отримані кути складання  $\varphi_1=59^\circ$ ,  $\varphi_2=55^\circ$ , що збігаються з результатами експерименту (рис.8).

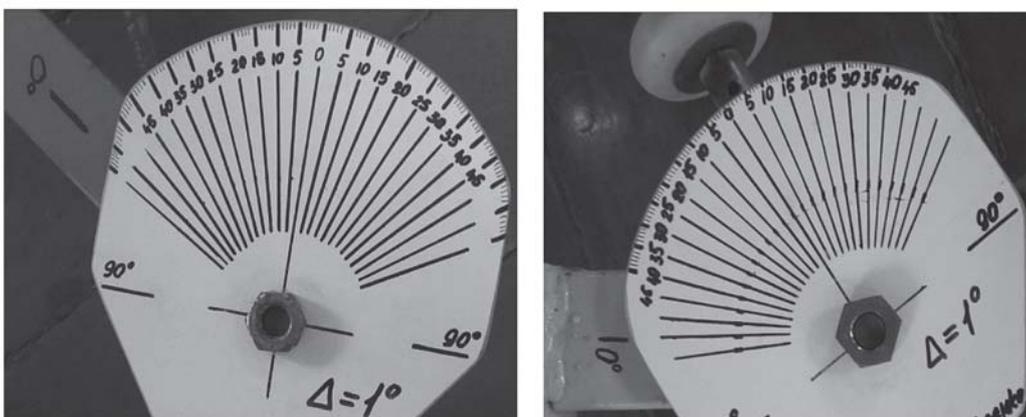


Рис. 8. Значення кутів складання першого та другого напівпричепа

Визначення сил бічного відведення по кінематичним характеристикам усталеного руху

Параметри системи:  $v_{o1}$  — поздовжня складова швидкості точки з'єднання тягача й напівпричепа 1;  $\omega$  — кутова швидкість автопоїзда;  $\varphi_1, \varphi_2$  — кути складання напівпричепів;  $m_1, m_2$  — маси напівпричепів;  $d_1, d_2$

— відстань від центра мас напівпричепа до точки зчипки;  $b_p, b_2$  — відстань від центра мас напівпричепа до задньої вісі.

Як вказувалось раніше далі буде розглядатись рух лише ведених ланок, тягач потрібен для того, щоб забезпечити усталений рух ведених ланок.

Рівняння усталеного руху ведених ланок мають вид:

$$-Y_3 \cdot l_1 - Y_4 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_2 + (m_1 \cdot d_1 + m_2 \cdot l_1) \cdot \omega \cdot v_{o_1} \cdot \cos \varphi_1' - m_2 \cdot d_2 \cdot l_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi_2 = 0 \quad (1)$$

$$-Y_4 \cdot l_2 + m_2 \cdot d_2 \cdot l_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi_2 + m_2 \cdot d_2 \cdot \omega \cdot v_{o_1} \cdot \cos(\varphi_1' + \varphi_2) = 0 \quad (2)$$

де — бази напівприцепів;

$Y_3, Y_4$  — сили бічного відведення напівприцепів.

Розв'язавши рівняння (1) та (2) відносно  $Y_3$  та  $Y_4$  можливо отримати аналітичні залежності сил бічного відведення:

$$Y_3 = -\frac{1}{l_1 \cdot l_2} \left[ \omega \cdot (l_1^2 \cdot m_2 \cdot d_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_2) + v_{o_1} \cdot l_1 \cdot m_2 \cdot d_2 \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \cdot \cos \varphi_2 \right] - \\ -\frac{1}{l_1 \cdot l_2} \left[ -v_{o_1} \cdot l_2 \cdot m_1 \cdot d_1 \cdot \cos \varphi_1 - v_{o_1} \cdot l_2 \cdot m_2 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \omega \cdot l_2 \cdot l_1 \cdot m_2 \cdot d_2 \cdot \sin \varphi_2 \right];$$

$$Y_4 = \frac{m_2 \cdot d_2 \cdot \omega \cdot (\omega \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_2 + v_{o_1} \cdot \cos(\varphi_1' + \varphi_2))}{l_2}.$$

Визначення параметрів системи при встановленому куті керованих коліс тягача  $\theta = 15^\circ$ :

— кутова швидкість

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} = \frac{2 \cdot 3,141}{38} = 0,165 \text{ рад/с};$$

де  $T=38\text{с}$  — час за який система описує повне коло.

— поздовжня складова швидкості точки з'єднання тягача й напівпричепа

$$v_{o_1} = \omega \cdot R_{O_1} = 0,165 \cdot 2,56 = 0,421 \text{ м/с};$$

— відносний кут складання напівпричепа 1 (визначено графічно)  $\varphi_1 = 19,67^\circ$ , див. рис 9;

— кут складання напівпричепа 2 (визначено графічно)  $\varphi_2 = 20,85^\circ$ , див. рис 9.

Значення кутів складання напівприцепів, отримані в ході експерименту, становлять  $\varphi_1 \approx 17^\circ$ ,  $\varphi_2 \approx 22^\circ$ .

Так даному набору параметрів відповідають значення сил бічного відведення  $Y_3 = 0,59 \text{ Н}$  та  $Y_4 = 0,27 \text{ Н}$ .

*Визначення кутів бічного відведення.* Кути бічного відведення можливо визначити по кінематичним параметрам напівприцепів, а також геометрично.

Аналітичні залежності кутів бічного відведення мають вид:

$$\delta_3 = \arctan \frac{(-u_2 + \omega \cdot b_1)}{v_2}; \delta_4 = \arctan \frac{(-u_3 + \omega \cdot b_2)}{v_3}.$$

де  $v_2, v_3, u_2, u_3$  — повздовжня та поперечна швидкості напівпричепів (параметри зв'язані з  $v_{o1}$ ).

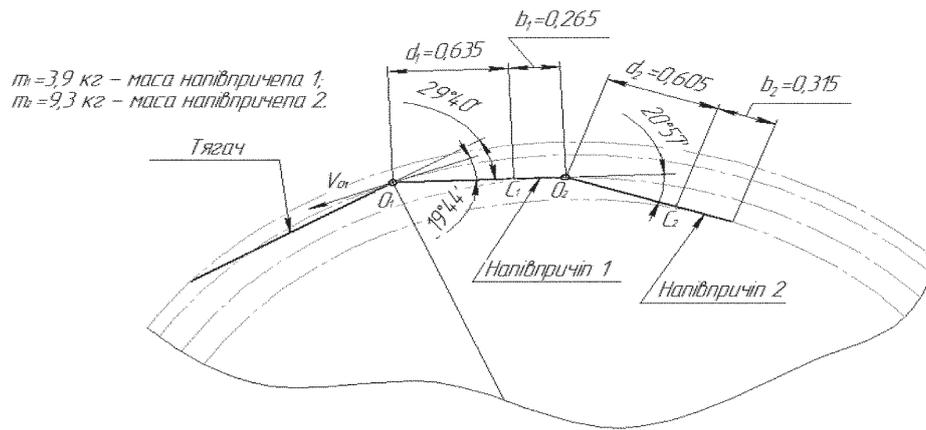


Рис. 9. Графічне визначення кутів складання

Набору раніше наведених параметрів відповідають значення кутів бічного відведення

$$\delta_3 = 0,85^\circ, \delta_4 = 2,36^\circ.$$

Значення кутів бічного відведення побудованих геометрично див. рис. 10.

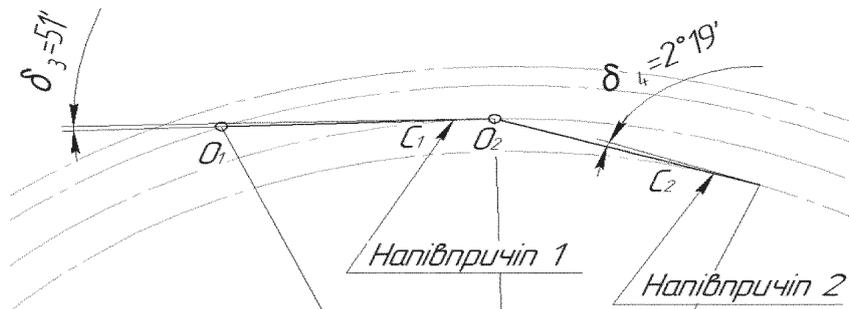


Рис. 10. Геометричне визначення кутів бічного відведення

Кути бічного відведення отримані різними методами практично співпадають.

## Висновок

Проведення експериментального дослідження із використанням означених транспортних засобів, обладнання та приладів дозволить отримати значення показників маневреності руху автопоїзда.

## Література

- 1 Рокар И. Неустойчивость в механике. — М.: Изд-во иностр. Лит., 1959. — 288с.
- 2 Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. — Киев: Наук. думка, 1990. — 232 с
- 3 Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1975. — 216с.
- 4 Вербицкий В. Г., Загороднов М. И. Определение и анализ устойчивости круговых стационарных режимов движения модели седельного автопоезда // Віст. Донецьк. ін — ту автомоб. трансп.: Сб. наук. пр. — 2007. — Вып. 1-2. — С.10 — 19.
- 5 Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Бифуркации и устойчивость стационарных состояний сляжки катящихся упруго деформируемых тел. Известия Академии наук СССР. Москва — 1991.