

дослідження стосовно системного управління інтегрованими програмами аграрного виробництва слід проводити стосовно розроблення науково-методичних засад обґрунтування архітектури цих програм.

Література

1. *Рекомендации по организационно-экономическому механизму функционирования интегрированных формирований в АПК.* – М. : ВНИИЭСХ, 2003. – 173 с.
2. *Руководство по управлению инновационными проектами и программами Р2М:* т. 1, версия 1.2 / пер. на рус. язык под ред. С.Д. Бушуева. – К. : Наук. Світ, 2009. – 173 с.
3. *Босак В.В.* Системні принципи формування державних цільових програм цивільного захисту / В.В. Босак. // *Интегрированное стратегическое управление, управление проектами и программами развития предприятия и территорий* : Восточно-Европейский журнал передовых технологий – 2011 – №1/6 (49) – С. 66-68.
4. *Особливості управління проектами розвитку технологічно інтегрованих систем агропромислового виробництва* / О. В. Сидорчук, А. М. Тригуба, М. А. Михалюк, М. В. Рудинець // *Управління проектами в умовах глобалізації знань* : тези доп. IV Міжнар. конф. – К. : КНУБА, 2007. – С. 137-138.
5. *Сидорчук О.В.* Особливості планування проектів та програм аграрного виробництва / О.В. Сидорчук, А.М. Тригуба, П.В. Шолудько // *Матер. VI Міжн. конф. Управління проектами: стан та перспективи.* – Миколаїв: НУК, 2010. – С.313-316.

УДК 629.114

ДО ПИТАННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ ТА КЕРОВАНОСТІ АВТОПОЇЗДІВ З НАБЛИЖЕНИМИ ВІСЬЯМИ ПРИЧЕПА ТА ПЕРЕКОСОМ МОСТІВ

Файчук М.І.

Вступ. Експериментальні дослідження є дуже важливим етапом наукової роботи. Теоретичне визначення параметрів кінематики повороту та стійкості руху автопоїздів, як правило, обов'язково повинно перевірятися наступними експериментами з метою визначення адекватності розроблених математичних моделей. Проведення дослідних робіт на натурних зразках пов'язанні з великими витратами і потребують значного часу і сил, що збільшує строки по розробці нових конструкцій. За умови безпеки можливість дослідження стійкості прямолінійного руху на натурних зразках автопоїздів значно обмежені. Крім того, існуючі складності при випробуваннях на натурних зразках виникають у зв'язку з необхідністю дотримання ідентичних умов і з урахуванням впливу людського фактору при проведенні досліджень.

Шляхом визначення на практиці показників стійкості та керованості автопоїздів у режимі гальмування можливо перевірити положення, що отримані теоретичним шляхом. Випробування проводились за допомогою вимірювальної апаратури фірми Datron, яка є всесвітнім лідером у виробництві вимірювальної апаратури для наукових досліджень. Були проведені випробування типу: ривок руля, поворот на 90 град, 180 град, S – подібний поворот, переставка. Також проводились робочі та екстрені гальмування.

Аналіз публікацій та постановка завдання. Правилами 36 ЄЕК ООН регламентуються зовнішній (12,5 м) і внутрішній (5,3 м) габаритні радіуси повороту для вантажних автомобілів та автопоїздів, тобто нормується їх габаритна смуга руху (ГСР). У роботі [1] розглянуті різні конструктивні схеми причіпних автопоїздів і показано, що перспективною є схема, яка зображена на рис. 1. З метою вивчення експлуатаційних властивостей, за методикою запропонованої Лобасом Л.Г. [2, 3], була створена математична модель руху триланкового автопоїзда. Запропонована ним коректна математична модель $n+1$ ланкового автопоїзда заснована на законах неголономній механіки, теорії матриць і стійкості по Ляпунову, а також на деяких ефективних критеріях стійкості, заснованих на аналізі характеристичного рівняння системи, яка описує рух багатоланкових механічних систем. Автопоїзди, що виконані за такою схемою, ще недостатньо вивчені з погляду їх маневреності й стійкості руху.

Мета досліджень полягає у теоретичному визначенні показників маневреності розгляданого автопоїзда, та вивчення впливу швидкості руху та кута повороту рульового колеса ведучої ланки на маневреність.

Основна частина. Згідно з методикою Лобаса Л.Г. були складені диференційні рівняння руху триланкового автопоїзда які наведені у статті [4]. За певних умов (наборі вихідних даних), ці рівняння перетворюються у рівняння які дійсні для дволанкових автопоїздів. Розв'язання здійснювалось шляхом безпосереднього інтегрування чисельним методом за допомогою програми Maple 8.

У зв'язку з тим, що натурний автопоїзд такої конструкції був відсутній, усі розрахунки були виконані для експериментального модульного автопоїзда [5] у складі автомобіля-тягача УАЗ-452 та причепа з наближеними некерованими мостами. У подальшому планується перевірка отриманих теоретичних результатів експериментальним шляхом на дослідному автопоїзді.

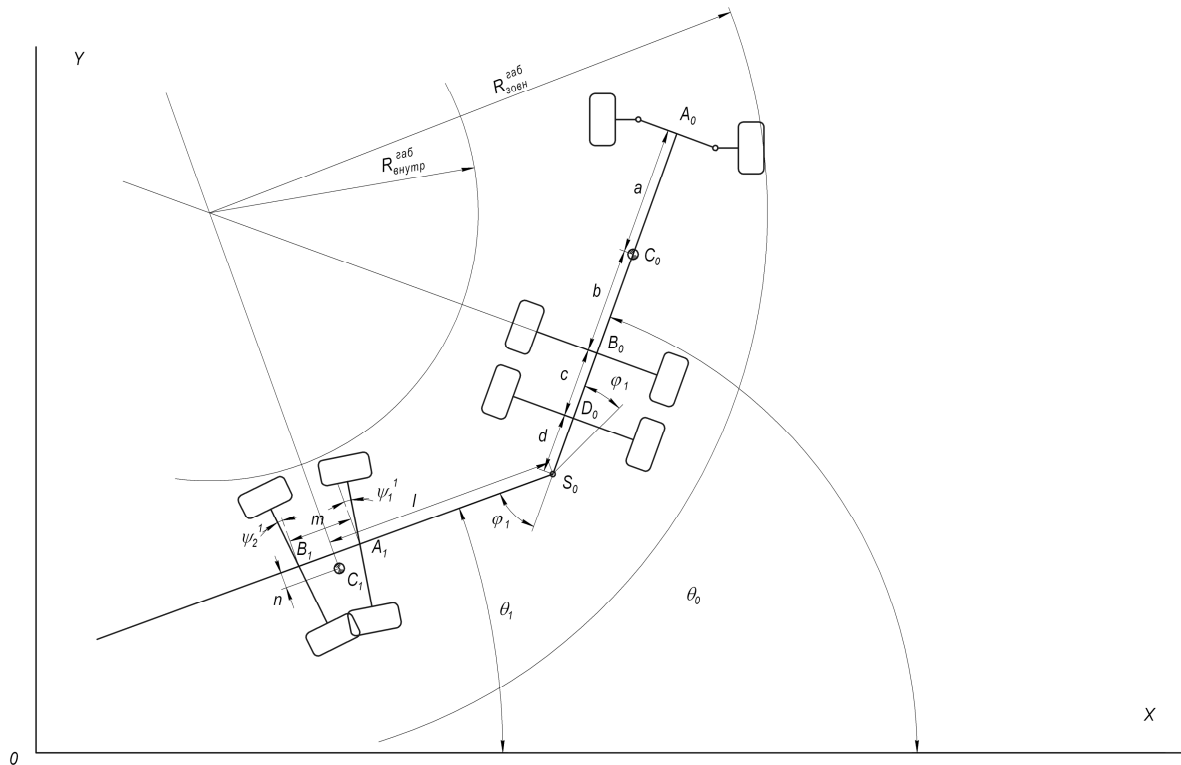


Рис. 1. Схема причіпного автопоїзда з наближеними осями причепа та перекосом мостів

Маневреність автопоїзда визначається в екстремальних умовах його руху, а саме при русі по колу з мінімальним радіусом повороту та при повороті на 90° . Повороти на 90° це найбільш частіший від повороту автопоїзда в експлуатації. При цьому рух автопоїзда неусталений, він проходить такі стадії руху [6]:

- вхідна перехідна траєкторія, під час якої здійснюється рівномірний поворот керованих коліс тягача $\theta = \dot{\theta}t$ до тих пір, поки зовнішня габаритна точка не почне рухатися по дузі кола постійного радіуса;

- рух автомобіля-тягача по колу за умови, що $\theta = \dot{\theta} = const$; $R_0 = const$. Цей рух продовжується до тих пір, поки сумарний кут повороту тягача φ не стане рівним $\varphi = \alpha - \varphi_1$ (α - заданий кут повороту автопоїзда; φ_1 - кут повороту тягача в кінці першого етапу);

- вихідна перехідна траєкторія $\theta = \theta' - \dot{\theta}t$, при цьому поворот керованих коліс тягача продовжується до тих пір, поки θ не стане дорівнювати нулю;

- прямолінійний рух автомобіля-тягача $\theta = 0$, за якого тягач рухається прямолінійно, в той час як причіп ще не закінчив поворот.

При русі по колу на абсолютно жорстких колесах та на еластичних з урахуванням бічного відведення, шляхом розрахунків, були отримані данні, які наведені в табл.1.

Таблиця 1.

Габаритні радіуси повороту автопоїзда

Параметри руху		Еластичні колеса			Жорсткі колеса		
		$R_{z\text{ нар }}, \text{ м}$	$R_{z\text{ вн }}, \text{ м}$	$B_z, \text{ м}$	$R_{z\text{ нар }}, \text{ м}$	$R_{z\text{ вн }}, \text{ м}$	$B_z, \text{ м}$
$\theta = 0.2$ рад (11.46°)	$v = 1.389$ м/с	12.78	10.11	2.66	12.97	10.44	2.52
	$v = 2.78$ м/с	13.00	10.25	2.74			
	$v = 4.17$ м/с	13.38	10.67	2.71			
$\theta = 0.349$ рад (20°)	$v = 1.389$ м/с	8.27	5.13	3.13	8.37	5.37	2.99
	$v = 2.78$ м/с	8.38	5.22	3.16			
	$v = 4.17$ м/с	8.60	5.53	3.07			
$\theta = 0.5235$ рад (30°)	$v = 0.694$ м/с	6.39	3.29	3.10	6.47	2.98	3.48

Для еластичних коліс, при збільшенні швидкості руху в 2 та 3 разі при постійному куті повороту рульового колеса габаритні радіуси автопоїзда збільшуються не більш 5%, а габаритна ширина не більш 1.8%. Данні отримані для еластичних коліс та жорстких відрізняються на 7.5%, крім того при розрахунках для жорстких коліс не враховується вплив швидкості руху. Тому надалі при розрахунках будемо користуватись моделлю, яка враховує бокове відведення колеса.

Результати розрахунків бічних сил на вісях автопоїзда (Y_1, Y_2, Y_3, Y_4), кутової швидкості ведучого ланцюга ω_0 та кута складання ϕ_1 , при різних швидкостях руху та куті повороту керованих коліс, наведені в табл. 2.

Таблиця 2.

Результати розрахунків маневреності автопоїзда

Параметри руху		$Y_1, \text{ Н}$	$Y_2, \text{ Н}$	$Y_3, \text{ Н}$	$Y_4, \text{ Н}$	$\omega_0, \text{ рад}$	$\phi_1, \text{ рад}$
$\theta = 0.2$ рад (11.46°)	$v = 1.389$ м/с	44.2	624	-2148	1733	0.1244	0.2885
	$v = 2.78$ м/с	496	771	-2103	1820	0.2440	0.2829
	$v = 4.17$ м/с	1298	808	-1930	1983	0.3538	0.2703
$\theta = 0.349$ рад (20°)	$v = 1.389$ м/с	134	773	-2675	2248	0.2146	0.5083
	$v = 2.78$ м/с	1028	918	-2665	2572	0.4213	0.4948
	$v = 4.17$ м/с	2232	1137	-2523	2713	0.6097	0.4618
$\theta = 0.5235$ рад (30°)	$v = 0.694$ м/с	18.2	730	-2870	2340	0.1633	0.7073

Наприклад при постійному куті повороту керованих коліс який дорівнює 11.46° (мінімальний радіус повороту складає 12.33 м), та збільшенні швидкості відповідно у 2 та 3 рази навантаження на вісях змінюється наступним чином. На керованій вісі тягача (Y_1) бічне навантаження збільшується у 11.2 та 29.5 рази. На задній вісі тягача (Y_2) зростає на 23.5% та 29.5%. Вісі причепа передня (Y_3) та задня (Y_4) відповідно розвантажуються 2.1%, 10.1% та навантажуються 4.7%, 14.4%. Кутова швидкість повороту ведучої ланки збільшується 1.96, 2.84 рази, а кут складання зменшується на 2%, 6.3%. Характер протікання наведених параметрів однаковий у всіх випадках зміни швидкості руху при постійному куті повороту керма, відрізняються тільки чисельні значення параметрів.

У випадку перехідного руху по вхідній, або вихідній траєкторії діючі сили та кут складання носять перехідний характер. Траєкторія центрів мас ведучої та веденої ланок автопоїзда наведені на рис. 2 (суцільна лінія – тягач, крапкова - причіп), діючі бічні сили на рис. 3.

Висновки. Встановлено, що більш доцільним при розрахунках показників маневреності є використання математичної моделі яка враховує бокове відведення коліс автопоїзда. За її допомогою можливе урахування впливу на маневреність експлуатаційних чинників.

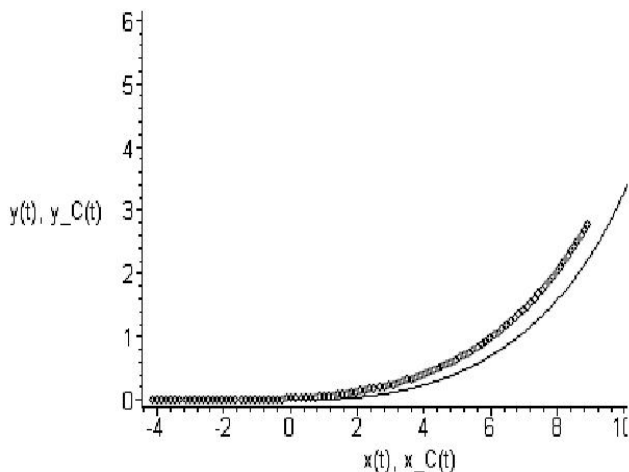


Рис. 2.

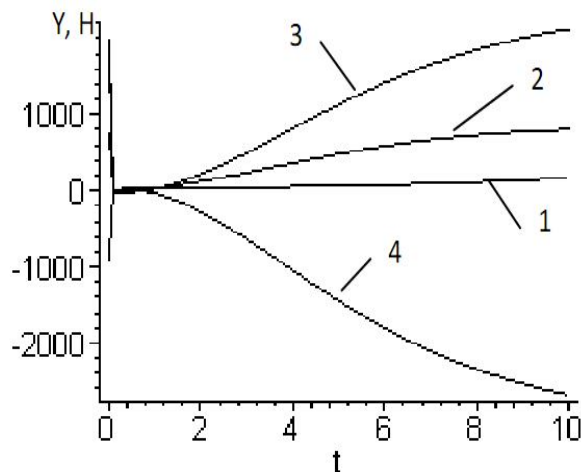


Рис. 3.

Подальший розвиток. Традиційно результати теоретичних досліджень повинні бути підтверджені експериментально. Тільки в цьому випадку можна вважати теоретичні розробки справедливими. Отримані теоретичні залежності параметрів руху найближчим часом будуть перевірені експериментально, на модульному автопоїзді для досліджень експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів.

Література

1. Лобас Л.Г. Математическая модель связанных систем с качением // Прикл. механика. – 1984. – 20, №6. – С. 80–87.
2. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей. – Киев: Наук. думка, 1986. – 232 с
3. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. М.: Транспорт. 1967. – 217с.
4. Сахно В.П., Тімков О.М., Вороніна І.Ф. Математична модель руху триланкового причіпного автопоїзда/ Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ.– 2003. Вип. 6. – С.134-139.

УДК 621.396.934

ДЕТАЛІ ТА СКЛАДАЛЬНІ ОДИНИЦІ З АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ ЯК ОБ'ЄКТИ ВИРОБНИЦТВА ТА РЕМОНТУ

Фіненко В.В., кандидат технічних наук

Сучасне машинобудування має різноманітні конструкційні матеріали та способи забезпечення необхідних якостей деталей. Проте, лавиноподібний потік результатів наукових досліджень дозволяє знаходити нові можливості задоволення все зростаючих вимог забезпечення надійності автомобільних двигунів під час їх виробництва та ремонту.

Двигун, як одна з основних технічних систем сучасного автотранспорту, багато в чому визначає рівень технічної експлуатації (рис. 1). Це пояснюється тим, що двигун є основним джерелом не лише механічної енергії, але і джерелом енергії, що забезпечує роботу всього устаткування машини. У свою чергу надійна робота двигуна забезпечується високою якістю виготовлення деталей і складальних одиниць, у тому числі і виконаних з алюмінієвих сплавів.