### *Література*

1. В.Е. Канарчук, А.Д. Чигиринец, О.Л. Голяк., П.М., Шоцкий. Технологія та обладнання для відновлення автомобільних деталей. - К. 1993. – 480 с.

2. Войтюк В.Д. Восстановление крестовин автотракторных карданных шарниров термопластической деформацией. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н. К. – 1991. – 28 с.

3. Сварка трением. Справочник / В.К. Лебедев, И.А. Черненко, В.И. Вилль и др. - Л.: Машиностроение, 1987.-236 с.

4. Лебедев В.К., Виль В.И., Черненко И.А. О расчете энергетических параметров процесса сварки металлов трением // Автомат. сварка.-1981.-№3.-С.2-4.

5. Лебедев В.К., Черненко И.А. Распределение мощности в стыке при сварке трением // Автомат. сварка.-1984.-№12.-С.23-25.

6. Lebedev V.K., Chernenko I.A.. Friction welding // Sov. Tech. Rev. C. Weld. Surf.- Harwood: A. P. GmbH. - 1992.- Vol. 4.- P.59-168.

7. Dave V. R., Cola M.J., Hussen N.A. Heat generation in the inertia friction weldingof dissimilar tubes // Weld. Res. Suppl. 2001. - №10. - P. 246s–252s.

8. Норицын И.А., Газизов Б.Я. Крутящий момент при осадке стержня вращающимся инструментом с локальным нагревом за счет трения // Кузнечно-штамповое производство.- 1976.- №8.- С. 34-36.

9.Голяк О.Л., Дементеєв О.В. Підвищення ефективності відновлення автомобільних деталей типу валів пластичним деформуванням. Вісник національного транспортного університету .- К:. НТУ, 2005, Випуск 10, С57-63.

10. Зяхор И.В. Современное оборудование для сварки трением // Автомат сварка.-2001.-№7.- С.48-52.

11.Определение момента трения при инерционной сварке по величине углового ускорения / В.К. Лебедев, Л.В. Литвин, А.Т. Дышленко, И.А. Черненко // Автомат. сварка.-1986.- №8.-С.31-33.


УДК 629.113

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ІЗ ВСЕКОЛІСНИМ КЕРУВАННЯМ

***Григорашенко О.В.***

**Постановка проблеми.** На сучасному етапі активізувалися дослідження та розробки, направлені на підвищення активної безпеки автомобілів, і зокрема керованості та стійкості. Одним із напрямків цих досліджень є застосування всеколісного керування (4WS).

Опираючись на досвід використання всеколісного керування, можна з упевненістю відмітити їх переваги над традиційними двоколісними схемами (2WS). Вони виражаються не тільки в значному підвищенні маневреності автомобіля, а і в таких важливих показниках безпеки руху як керованість та стійкість транспортного засобу на високих швидкостях [1].

Інтенсивний розвиток сучасної автомобільної електроніки дозволяє використовувати для корекції повороту задніх коліс складні нелінійні математичні моделі, здатні розрахувати оптимальну траєкторію руху автомобіля з урахуванням великої кількості параметрів. У зв’язку з цим актуальним є розробка методики вибору конструктивних параметрів всеколісного керування, які впливають на стійкість руху в спектрі експлуатаційних швидкостей, а також прогнозування поведінки транспортного засобу при дії на нього зовнішніх збурень.

**Основна частина.** При проектуванні автомобілів із всеколісним керуванням дуже важливим є вибір їх конструктивних параметрів. Для цього розроблено методику визначення експлуатаційних, масово-геометричних та конструктивних параметрів ККМ, які б найбільш повно задовольняли критеріям стійкості та керованості руху транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних швидкостей і навантажень. Методика складається з декількох етапів.

По перше це складання математичної моделі. В роботі [2] докладно наведена методика складання математичної моделі, тому перейдемо безпосередньо до її аналізу. На основі диференційних рівнянь збуреного руху автомобіля в окрузі прямолінійного руху, які записані у вигляді:

$$\dot{U} = \lambda(m_0 + m_1 + m_2) + \lambda(m_1 a - m_1 c - m_2 b - m_2 d) + \frac{K_{-1}(a-c)}{v_0} - \frac{K_{-2}(b+d)}{v_0} + m_2\lambda^2 d + v_0 m_0 + m_1 v_0 + v_0 m_2;$$

$$\dot{\omega} = -\lambda m_1 c - m_1 v_0, \lambda I_1 - \lambda m_1 ca + \lambda m_1 c^2 - \frac{cK_{-1}(a-c)}{v_0} - \frac{\sigma_1(a-c)}{v_0} - m_1 v_0 - m_1 v_0 a; \quad (1)$$

$$\dot{\theta} = \frac{cK_{-1}(a-c)}{v_0} + \frac{\sigma_1(a-c)}{v_0} + \frac{dK_{-2}(b+d)}{v_0} + \frac{\sigma_2(b+d)}{v_0} - \lambda m_1 ca + m_1 v_0 a + \lambda m_2 db - 2m_2 v_0 d - v_0 m_2 b$$

$$+\lambda m_2 b^2 + \lambda m_1 a^2 + \lambda I_0, dK_{-2}(-1 + \frac{d\lambda}{v_0}) + \sigma_2(-1 + \frac{d\lambda}{v_0}) + \chi_2 + h_2\lambda - \lambda m_1 ca + m_1 v_0 a + 2m_2 d v_0 \lambda +$$

$$m_2 \lambda db - 2m_2 v_0 d - m_2 \lambda^2 db - v_0 m_2 b - \lambda m_2 b + \lambda m_1 a + \lambda m_2 b^2 + \lambda m_1 a^2 + \lambda I_0.$$

Для знаходження необхідних і достатніх умов стійкості прямолінійного руху автомобіля було складено характеристичне рівняння системи (1). Часткове рішення системи (1), приведеної до векторно-матричної форми, шукали у вигляді:

$$u,\ \omega_0,\ \theta_2 = (a_1,\ a_2,\ a_3)\exp(\lambda\, t). \quad (2)$$

Підставивши (2) в (1), для визначення λ, отримано характеристичний визначник:

$$\begin{vmatrix} a_{11}\lambda + b_{11} & a_{12}\lambda + b_{12} & a_{13}\lambda^2 + b_{13}\lambda + b_{14} \\ a_{21}\lambda + b_{21} & a_{22}\lambda + b_{22} & a_{23}\lambda^2 + b_{23}\lambda + b_{24} \\ a_{31}\lambda + b_{31} & a_{32}\lambda + b_{32} & a_{33}\lambda^2 + b_{33}\lambda + b_{34} \end{vmatrix} = \sum_{i=0}^{n=4} A_i \lambda^{n-i} = 0, \quad (3)$$

де

$$a_{11} = \lambda(m_0 + m_1 + m_2);\ b_{11} = \frac{K_{-1}}{v_0} + \frac{K_{-2}}{v_0};\ a_{12} = \lambda(m_1 a - m_1 c - m_2 b - m_2 d) + \frac{K_{-1}(a-c)}{v_0} - \frac{K_{-2}(b+d)}{v_0};$$

$$b_{12} = v_0 m_0 + m_1 v_0 + v_0 m_2;\ a_{13} = m_2 d;\ b_{13}\lambda + b_{14} = -K_{-2}(-1 + \frac{d\lambda}{v_0}) + m_2\lambda^2 d;$$

$$a_{21} = -\lambda m_1 c;\ b_{21} = -\frac{cK_{-1}}{v_0} - \frac{\sigma_1}{v_0} - m_1 v_0;\ a_{22} = \lambda I_1 - \lambda m_1 ca + \lambda m_1 c^2 - \frac{cK_{-1}(a-c)}{v_0} - \frac{\sigma_1(a-c)}{v_0};$$

$$b_{22} = -m_1 v_0 a;\ a_{23} = 0;\ b_{23}\lambda + b_{24} = 0;\ a_{31} = \frac{cK_{-1}}{v_0} + \frac{\sigma_1}{v_0} - \frac{dK_{-2}}{v_0} - \frac{\sigma_2}{v_0};$$

$$b_{31} = -\lambda m_2 b + \lambda m_1 a;\ a_{32} = \frac{cK_{-1}(a-c)}{v_0} + \frac{\sigma_1(a-c)}{v_0} + \frac{dK_{-2}(b+d)}{v_0} + \frac{\sigma_2(b+d)}{v_0};$$

$$b_{32} = -\lambda m_1 ca + m_1 v_0 a + \lambda m_2 db - 2m_2 v_0 d - v_0 m_2 b + \lambda m_2 b^2 + \lambda m_1 a^2 + \lambda I_0;$$

$$a_{33} = dK_{-2}(-1 + \frac{d\lambda}{v_0}) + \sigma_2(-1 + \frac{d\lambda}{v_0}) + \chi_2 + h_2\lambda;\ b_{33}\lambda + b_{34} = +2m_2 d v_0 \lambda - m_2\lambda^2 db.$$

Розкривши (3), отримано характеристичне рівняння:

$$D(\lambda) = A_0\lambda^4 + A_1\lambda^3 + A_2\lambda^2 + A_3\lambda + A_4 = 0 \quad (4)$$

де $A_i = f(a_{mn}, b_{mn})$, $a_{mn}, b_{mn}$ - коефіцієнти характеристичного визначника (4).

За Раусом, необхідна, але недостатня умова стійкості полягає у тому, щоб усі коефіцієнти $A_i$ були позитивні. Система буде стійкою, якщо визначник і його мінори позитивні. Аналіз коренів характеристичного рівняння може характеризувати стан системи. В багатовимірному просторі параметрів прямолінійного руху автомобіля область стійкості буде обмежена двома гіперповерхнями:

рівність нулю вільного члена - $A_4 = 0$ і рівності нулю передостаннього визначника Гурвица - $\Delta_3 = 0$ характеристичного рівняння (4). Це означає, що в області, обмеженій цими границями, дійсні частини коренів характеристичного рівняння (4) є від'ємними. Поза границями області стійкості в загальному випадку дійсна частина хоч одного з коренів цього характеристичного рівняння додатна.

При аналізі впливу експлуатаційних та конструктивних параметрів автомобіля на показники керованості та стійкості руху, за яких $A_4 = 0$ - назвемо критичними, а за рівності $\Delta_3 = 0$ – флатерними. Для динаміки автомобіля експлуатаційним параметром, який суттєво впливає на стійкість прямолінійного руху, є критична швидкість $V$ транспортного засобу. Типовими є ситуації:

$$A_4 = 0 \Rightarrow V = V_{KP};\ A_4 \succ 0 \Rightarrow V \prec V_{KP};\ A_4 \prec 0 \Rightarrow V \succ V_{KP} \qquad (5)$$

де $V$ – швидкість руху автомобіля; $V_{KP}$ - критична швидкість руху автомобіля;

$$\Delta_3 = 0 \Rightarrow V = V_0;\quad \Delta_3 \prec 0 \Rightarrow V \succ V_0;\quad \Delta_3 \succ 0 \Rightarrow V \prec V_0\ , \qquad (6)$$

де $V_0$ - гранична швидкість коливальної нестійкості.

Оскільки $V_{KP}$ і $V_0$ є функціями параметрів автомобіля, то в просторі цих параметрів рівняння $V = V_{KP}$ і $V = V_0$ визначають гіперповерхні, на яких характеристичне рівняння (6) має один нульовий і пару чисто комплексних коренів. Перші рівняння виразів (5, 6) можна записати як функції швидкості руху автомобіля:

$$A_4 = f(V_{KP}, [\text{інші конструктивні та експлуатаційні параметри}]),$$

$$\Delta_3 = f(V_0, [\text{інші конструктивні та експлуатаційні параметри}]). \qquad (7)$$

Отже існують два характерних значення швидкості руху автомобіля $V = V_{KP}$ і $V = V_0$, які можна отримати із рівнянь (7). Проте їх приведення до явного вигляду в зв'язку з великою розмірністю і кількістю вхідних параметрів складає в загальному випадку задачу, що не вирішується, і унеможливлює аналітичні методи дослідження. Тому для знаходження залежностей $V_{KP} = f(A_4)$ і $V_0 = f(\Delta_3)$ було використано інтервальний метод. Даний метод дозволяє обчислювати будь які залежності неявного вигляду. У випадку $V_{KP}$ і $V_0$ для $A_4 = 0$ і $\Delta_3 = 0$ відповідно маємо: $A_4 = (V, X_i) = 0$ і $\Delta_3 = (V, X_i) = 0,\ i = 1...n$, де $V$ – поточне значення швидкості автомобіля; $X_i$ – параметри автомобіля; $n$ – кількість параметрів.

На першому етапі відбувається визначення масово-геометричних та конструктивних параметрів автомобіля, які задовольнятимуть критеріям стійкості руху. У якості критеріїв стійкості прямолінійного руху були прийняті екстремальні швидкості $V_{KP}$ і $V_0$, які визначаються з рівнянь (7). Як приклад, обґрунтуємо вибір масових і компонувальних параметрів для експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана».

На рис. 1, 2 показано вплив коефіцієнту жорсткості деталей рульового приводу і в'язкого тертя в рульовому керуванні, приведеного до осі шворня, на стійкість руху автомобіля із 4WS.

Із рис. 1 слідує, що зі збільшенням коефіцієнту жорсткості критична швидкість руху автомобіля $V_{KP}$ помітно збільшується. Область коливальної нестійкості, обмежена кривою $V_0$, показує, що при значеннях коефіцієнту жорсткості $\chi > 3980$ *Н·м/рад* рух транспортного засобу буде стійким, тобто ця величина жорсткості буде оптимальною для автомобіля, що розглядається.

Як видно з рис. 2, коефіцієнт в'язкого тертя не впливає на критичну швидкість автомобіля, тому що цей параметр не входить у вирази вільних членів характеристичного визначника. Зона коливальної нестійкості, обмежена кривою $V_0$, показує, що при значенні коефіцієнта в'язкого тертя h=5 *Н·м·с/рад* автомобіль буде коливально нестійким до швидкості $V$ = 14 *м/с*, після чого до швидкості $V_{KP}$ = 28 *м/с* буде асимптотично стійким.

При значенні коефіцієнта в'язкого тертя h≥13 *Н·м·с/рад* зона коливальної нестійкості взагалі зникає, тобто h=13 *Н·м·с/рад* і є оптимальним для цього автомобіля.

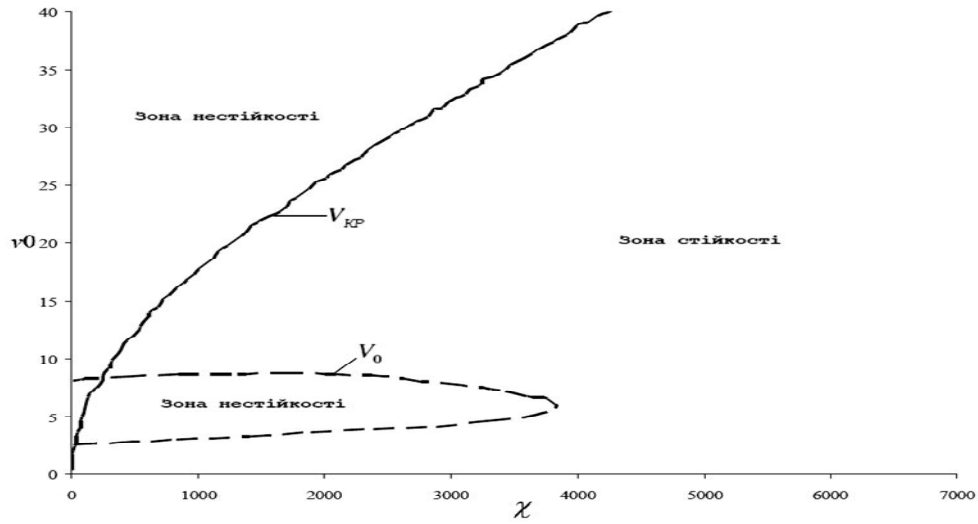


*Рис. 1. Вплив жорсткості деталей рульового керування на стійкість руху*

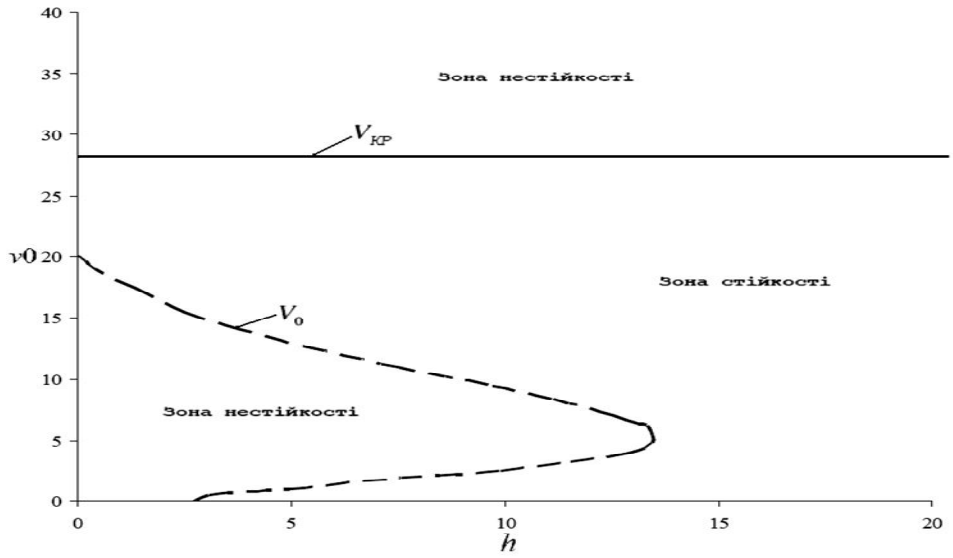


*Рис. 2. Вплив в'язкого тертя в рульовому керуванні на стійкість руху*

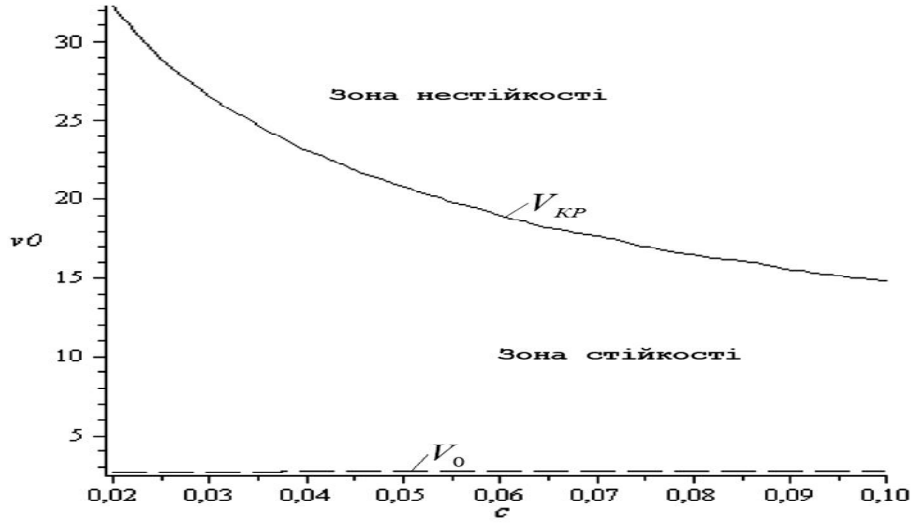


*Рис. 3. Вплив виносу керованого колеса переднього ККМ на стійкість руху*

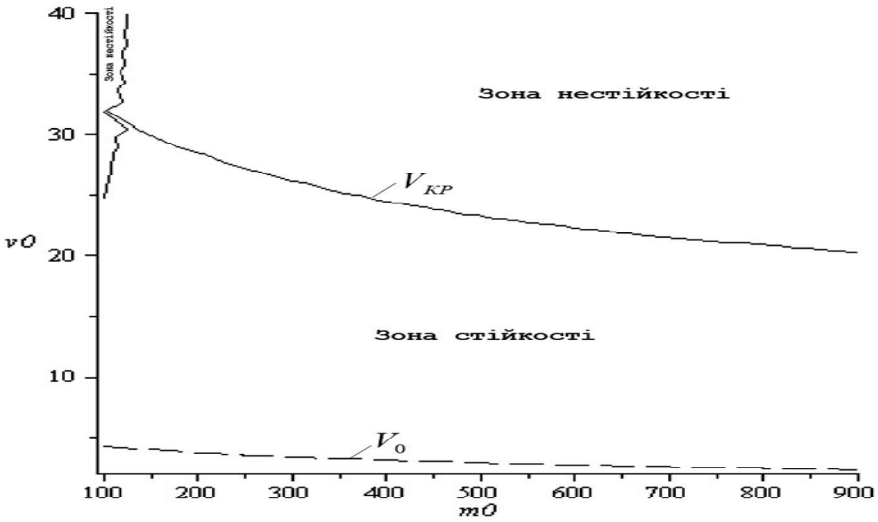


*Рис. 4. Вплив маси остова на стійкість руху автомобіля*

Вплив повздовжнього нахилу шворня, або (що теж саме) виносу керованого колеса переднього ККМ на стійкість руху автомобіля показано на рис. 3. Значення виносу керованого колеса слід обирати в зонах асимптотичної стійкості руху автомобіля. Зокрема, для експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана» – c=0,043 *м* та d=0,043 *м*.

На рис. 4 показано вплив маси остова на стійкість руху автомобіля із всеколісним керуванням. Значення маси остова автомобіля, як і усіх інших параметрів слід обирати у зонах асимптотичної стійкості руху автомобіля.

Із аналізу перетинів простору параметрів прямолінійного руху автомобіля можна заключити, що автомобіль при до критичних швидкостях може бути коливально нестійким (флатерна нестійкість) та асимптотично стійким, при за критичних - дивергентно нестійким.

На другому етапі після визначення масово-геометричних та конструктивних параметрів необхідним є визначення критичної швидкості руху такого автомобіля. Для рішення задачі про стійкість прямолінійного руху автомобіля була складена система рівнянь (7) його збуреного руху. Встановлено, що для обраної компонувальної схеми автомобіля $V_{кр}$ складає близько 22,3 *м/с* (80,64 *км/год*).

Наступним етапом є чисельно-аналітичне дослідження збурених траєкторій руху автомобіля.

Для аналізу стійкості руху моделі автомобіля, з урахуванням параметрів ККМ, було побудовано фазові портрети автомобіля після дії збурення у таких випадках:

- при розблокованих передніх та заблокованих задніх колесах,
- при розблокованих задніх та заблокованих передніх колесах,
- при розблокованих передніх та задніх колесах.

Як видно з рис.5, при розблокованих передніх та заблокованих задніх колесах, після дії збурення за рахунок повороту рульового колеса на 0,1 *рад* впродовж 0,7 *с* відбулась швидка стабілізація автомобіля, але збурення викликало зростання бокової швидкості у протилежному напрямку (див. рис. 6). Бокова швидкість склала 0,27 *м/с*, але суттєве її збільшення спостерігалося в продовж перших 2 *с*, після чого крива бокової швидкості йде більш полого (див. рис. 7). Впродовж 10 *с* автомобіль, пройшовши відстань в 150 *м*, відхилився від прямолінійного курсу на 0,043 *м*. Проте, як видно з рис. 10–12, впродовж 2 *с* після дії збурення відбулась повна стабілізація руху автомобіля. Виходячи з цього, можна стверджувати, що при швидкості руху автомобіля $V$ = 15 *м/с* в зоні асимптотичної стійкості фазові зміни з плином часу затухають і автомобіль рухається прямолінійно вздовж прямої під деяким кутом до початкового напрямку.

Фазові портрети і траєкторії центра мас автомобіля в зоні коливальної нестійкості при швидкості руху $V$ = 3 *м/с* показали, що після початкового збурення керованих коліс фазові зміни з плином часу розростаються. Поведінка автомобіля в зоні дивергентної нестійкості при незначному збуренні при швидкості $V$ = 40 *м/с* показала, що коливання з плином часу затухають, але автомобіль не повертається до початкових значень фазових змінних.

При розблокованих задніх та заблокованих передніх колесах після дії збурення при швидкості руху автомобіля $V$ = 15 *м/с* в зоні асимптотичної стійкості фазові зміни з плином часу затухають, і

автомобіль рухається прямолінійно вздовж деякої прямої під кутом до початкового напрямку. Рух автомобіля в зоні коливальної нестійкості при швидкості $V = 3$ *м/с* є коливально нестійким і після початкового збурення керованих коліс фазові зміни з плином часу розростаються. В зоні дивергентної нестійкості коливання з плином часу затухають, але автомобіль не повертається до початкових значень фазових змінних.

При розблокованих передніх та задніх колесах після дії збурення за швидкості руху автомобіля $V = 15$ *м/с* в зоні асимптотичної стійкості фазові зміни з плином часу затухають, і автомобіль рухається прямолінійно вздовж деякої прямої, хоча і під різними для переднього та заднього ККМ кутами відносно до початкового напрямку.

Рух автомобіля в зоні коливальної нестійкості за швидкості $V = 3$ *м/с* є коливально нестійким і після початкового збурення керованих коліс фазові зміни, як і в попередніх випадках, з плином часу розростаються. В зоні дивергентної нестійкості коливання з плином часу затухають, але автомобіль не повертається до початкових значень фазових змінних.

Прямолінійний рух автомобіля з обраними параметрами є стійким, що свідчить про правильність обраних конструктивних параметрів, проте при досягненні критичної швидкості руху 22,3 *м/с* (80,64 *км/год*) задні керовані колеса автомобіля мусять бути заблоковані.

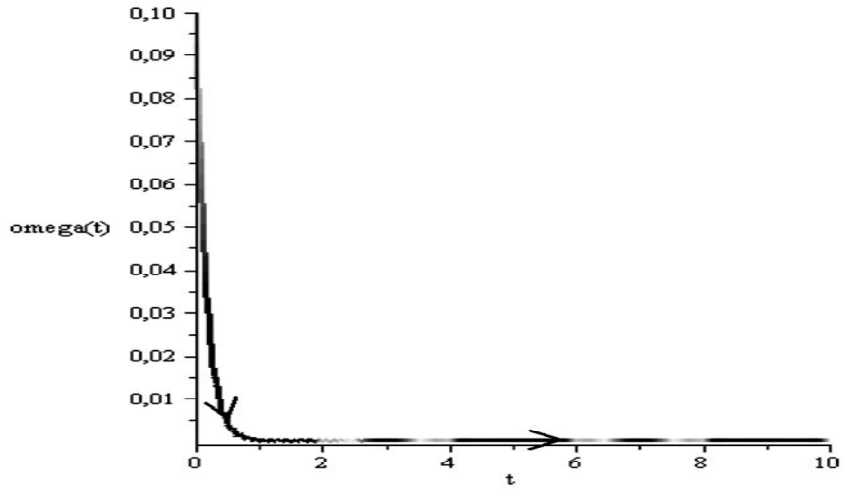


*Рис.5. Зміна кутової швидкості автомобіля у часі перехідного процесу*

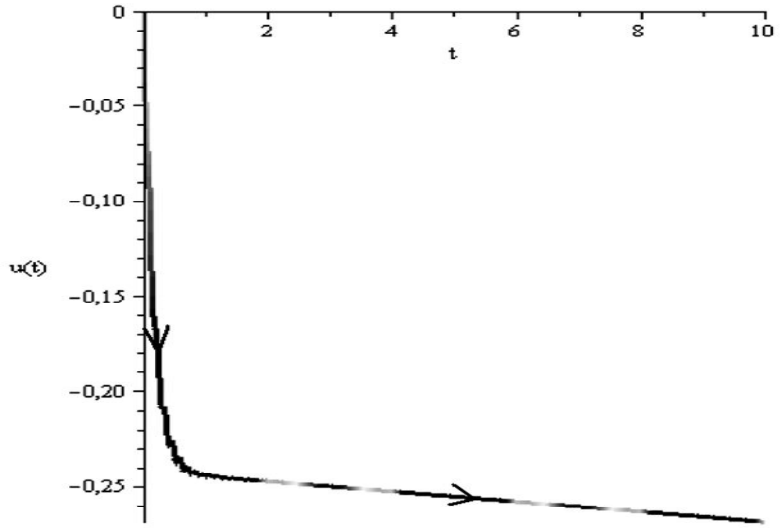


*Рис.6. Зміна бокової швидкості автомобіля у часі перехідного процесу*

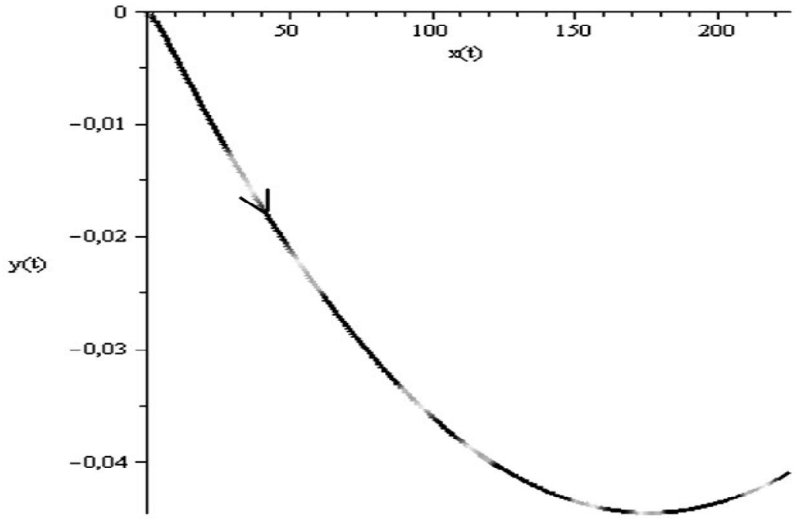


*Рис.7. Зміна координат x,y переднього ККМ у часі перехідного процесу*

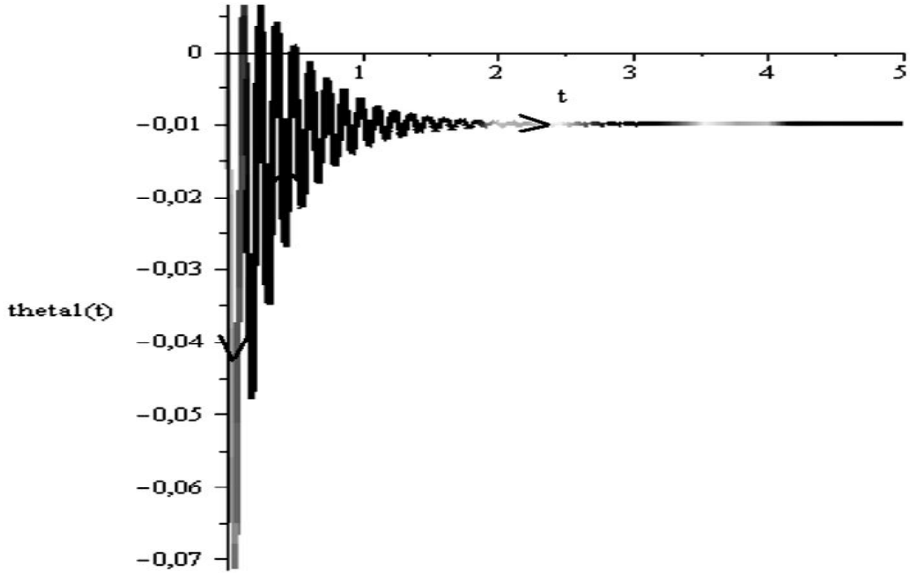


*Рис.8. Зміна кута повороту переднього ККМ у часі перехідного процесу*

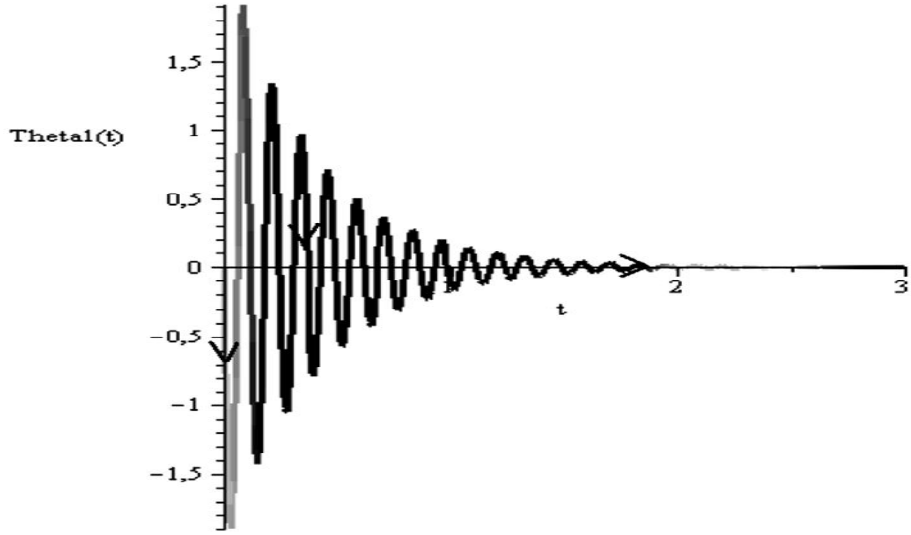


*Рис.9. Зміна похідної кута повороту переднього ККМ у часі перехідного процесу*

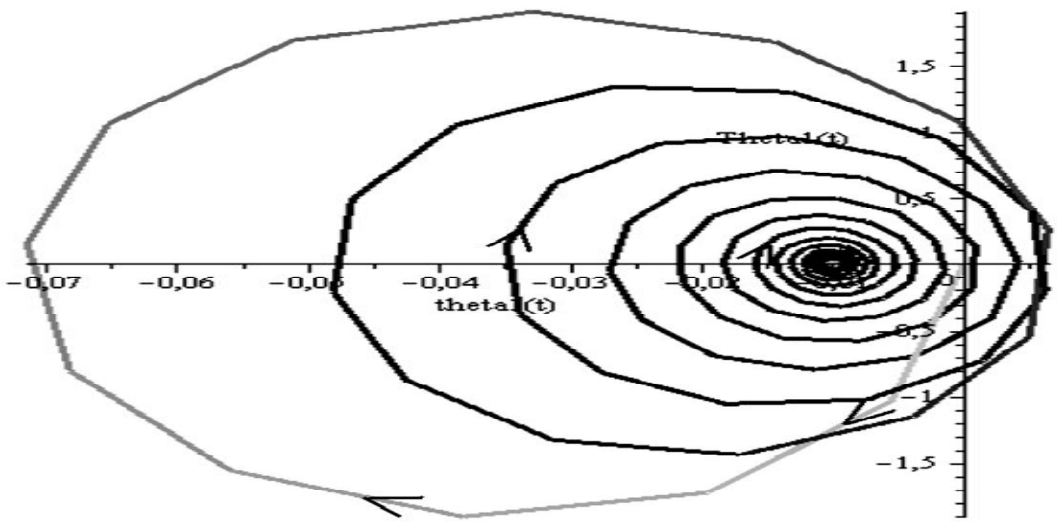


*Рис.10. Фазовий портрет переднього ККМ*

Аналіз характеристик керованості та стійкості руху дозволяє виявити показники якості руху, суттєві параметри та їх вплив на стійкість та керованість автомобіля і визначити напрями зміни цих характеристик для знаходження оптимального рішення.

Характеристика «ривок руля» моделює прямолінійний рух автомобіля зі сталою швидкістю і швидкий поворот рульового колеса на визначений кут з подальшим його утримуванням у такому положенні.

На рис. 11, 12 приведена характеристика «ривок руля» за курсової швидкості 15 *м/с* експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана».

Характерним є те, що за обраних масових і компонувальних параметрів показники стійкості і за інших швидкостей (3 *м/с*, 25 *м/с* та 40 *м/с*) задовольняють нормативним значенням.

На рис. 13 приведено перетин простору параметрів прямолінійного руху автомобіля відповідно при звільненому ( $\chi$ =0 *Н·м/рад*) рульовому колесі. У цьому випадку визначальним є винос керованого колеса. Так, для експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана» при обраному виносі керованого колеса с = 0,043 *м* автомобіль знаходиться в зоні асимптотичної стійкості в межах експлуатаційних швидкостей.

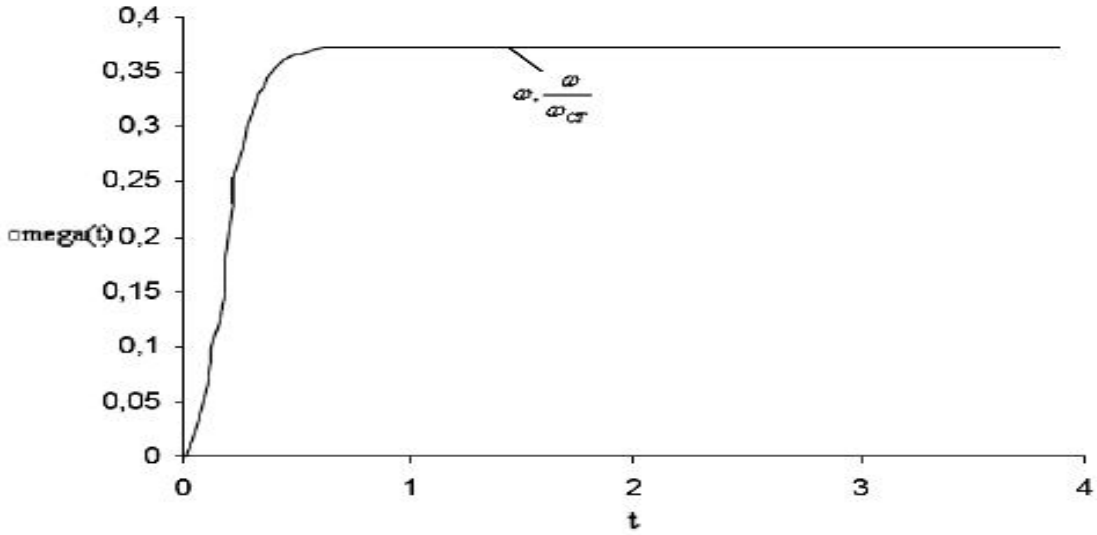


*Рис. 11. Перехідний процес: характеристика «ривок руля» експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана»*

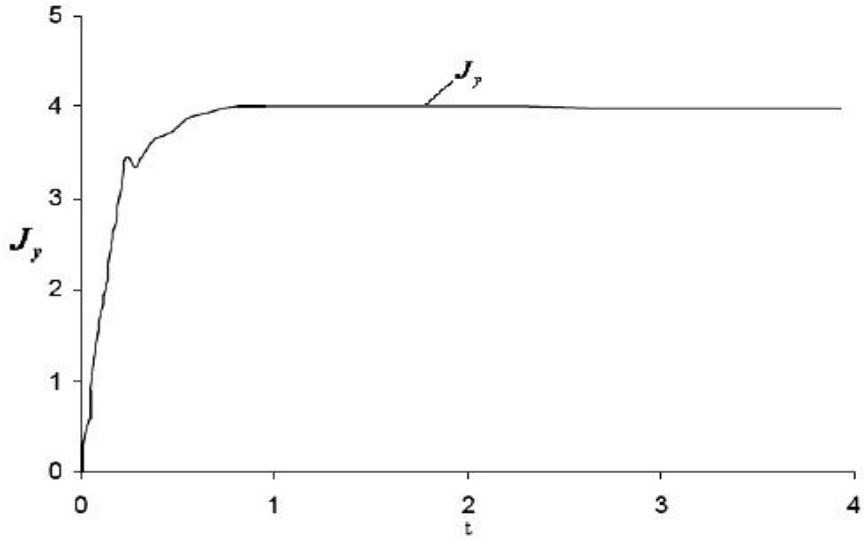


*Рис. 12. Зміна у часі перехідної реакції експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана» за швидкості V=15 м/с на «ривок руля» по боковому прискоренню центра мас*

Проведений аналіз дозволяє обрати схему керування автомобілем, а у разі обраної схеми – конструктивні параметри керуючих колісних модулів і автомобіля в цілому, які забезпечать його стійкість руху у всьому діапазоні експлуатаційних швидкостей.

Важливим етапом проектування автомобіля із всеколісним керуванням є вибір та обґрунтування закону управління поворотом задніх керованих коліс. Цей закон записано у вигляді:

$$\theta_2 = -h_0\theta_1 + \frac{k_1a^2 - k_2b^2}{k_2b}\frac{\omega}{V}, \tag{8}$$

де $h_0$ – коефіцієнт пропорційності; $k_1$,$k_2$ – коефіцієнти опору відведення коліс передньої та задньої осі; $a$, $b$ - координати центра мас автомобіля.

За виразом (8) графічно представлено закон управління задніми колесами для експериментального автомобіля ЗАЗ 1105 «Дана». З наведеного графіка (рис. 14) слідує, що за швидкості 15,1 *м/с* передавальне число приводу управління зменшується до нуля, а при подальшому збільшенні швидкості взагалі стає від'ємним, тобто задні керовані колеса повертаються в ту ж сторону, як і передні. При цьому кривизна траєкторії руху автомобіля зменшується, а критична швидкість криволінійного руху збільшується.

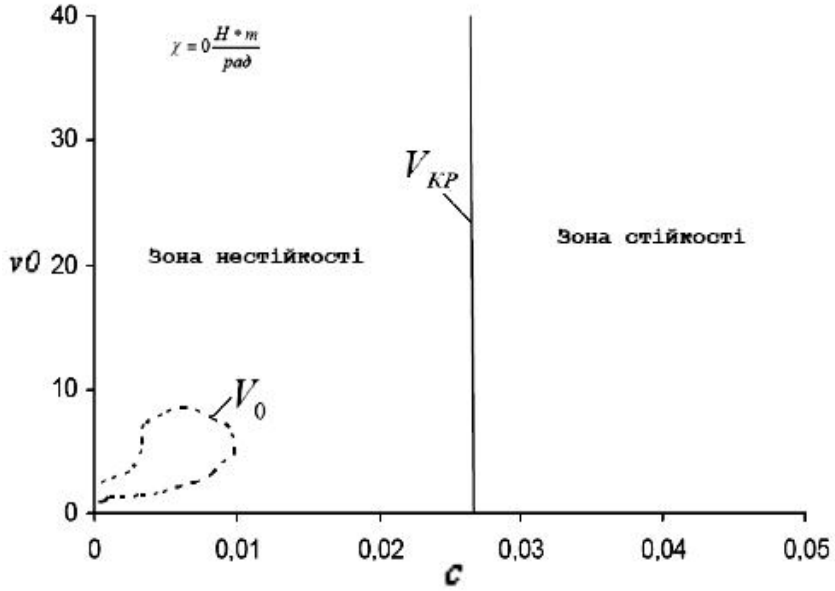


*Рис.13. Січення простору параметрів (Vc)*

*Рис. 14. Закон керування задніми колесами автомобіля ( $\chi$ =0 Н·м/рад)*

**Висновки**. Розроблена методика визначення масово-геометричних та конструктивних параметрів автомобіля із всеколісним керуванням за критеріями керованості та стійкості руху. Вона дозволяє моделювати прямолінійний рух, рух по колу з закріпленим та вільним рульовим колесом, керований рух, визначений законом повороту передніх керованих коліс, та аналізувати вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники керованості та стійкості руху автомобілів із все колісним керуванням.

**Подальший розвиток**. Планується провести експериментальні дослідження на автомобілі ЗАЗ 1105 «Дана» руху з записом кутів повороту керованих коліс автомобіля, бокових сил під час виконання заїздів, значень відхилення траєкторій центру мас автомобіля та швидкість руху за різних кутів та напрямків повороту керованих коліс задньої осі автомобіля. Співставлення результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень дозволить зробити висновок про адекватність розробленої методики та математичного апарату для визначення показників керованості та стійкості руху автомобіля із всеколісним керуванням.

***Література***

1. *Сахно В. П.* Стан та перспективи застосування всеколісного керування для автомобілів категорії М1 / В. П. Сахно, А. В. Вакуліч, О. В. Григорашенко // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру ТАУ. – 2005. – № 8. – С. 161-165.

2. *Григорашенко О. В.* Розробка математичної моделі автомобіля із всеколісним керуванням категорії М1 / О. В. Григорашенко // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2008. – Випуск 17. – С. 115-125.

УДК 656.13

## ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ АУДИТУ ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ

***Грисюк Ю.С., кандидат економічних наук***
***Пустовіт О.А.***

**Постановка проблеми.** Сучасні тенденції розвитку економіки зумовлюють концентрацію уваги керівників, консультантів, радників компаній на внутрішньому контролі, завданням якого є виявлення у відповідному часі будь-яких відхилень від планованого перебігу господарських процесів. Відповідний контроль функціонування підприємства дає змогу перевіряти реалізовані процеси, гарантує їх “прозорість”, можливість відповідності плану з ефектом дії. За цих умов одним з сучасних інструментів, які реалізують вищезгадані вимоги, є аудит, під яким розуміють перевірку офіційної бухгалтерської звітності, обліку, первинних документів та іншої інформації щодо фінансово-господарської діяльності суб’єктів господарювання з метою визначення достовірності їх звітності, обліку, його повноти та відповідності чинному законодавству.