

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

**БОБОШКО ОЛЕКСАНДР АНДРІЙОВИЧ**

УДК 629.3.017

НАУКОВІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ  
АВТОМОБІЛІВ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків – 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор  
**Подригало Михайло Абович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Лебедєв Анатолій Тихонович**,  
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, завідувач кафедри тракторів і автомобілів

доктор технічних наук, доцент  
**Макаров Володимир Андрійович**,  
Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту

доктор технічних наук, доцент  
**Бондаренко Анатолій Ігорович**,  
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування

Захист відбудеться «24» квітня 2019 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002 м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002 м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Автореферат розісланий «22» березня 2019 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради,



О. П. Смирнов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Маневреність є важливою експлуатаційною властивістю автомобілів. Формування властивостей маневреності автомобілів необхідно здійснювати на стадії їх проектування шляхом раціонального вибору способу здійснення маневру, конструкції рульового керування, а також – параметрів конструкції автомобіля.

Під поняттям «маневреність» сьогодні прийнято розуміти маневреність при здійсненні автомобілем повороту. Проте, останнім часом з'явилися види маневру, за яких переміщення автомобіля в бічному напрямку не супроводжується її поворотом. До таких видів маневру можна віднести рух з поворотом усіх коліс автомобіля в один бік (рух «крабом»).

Для цілого ряду автомобілів поворот керованих коліс здійснити неможливо через конструктивні причини і в цьому випадку застосовується динамічний спосіб повороту.

Застосування на автомобілях кількох керованих мостів дозволяє поліпшити їх маневреність й одну з її властивостей – керованість. Крім того, це дозволяє знизити непродуктивні втрати потужності двигуна автомобіля під час здійснення маневру.

Маневреність автомобілів суттєво впливає на безпеку руху і пропускну спроможність автомобільних доріг в обмежених умовах міського транспортного потоку. Це необхідно також забезпечувати при виконанні різних технологічних операцій на будівельних майданчиках, на території складів і сільськогосподарських теплиць. Формування властивостей маневреності автомобілів необхідно здійснювати на стадії проектування з урахуванням перспективи використання нових способів маневрування та конструкцій рульового керування.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася:

– відповідно до Постанови Національної ради з питань безпеки життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997 р. «Про відповідність вимог охорони праці машин, транспортних засобів, устаткування, які виготовляється в Україні»;

– відповідно до «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р. № 2174-р

– відповідно до планів науково-дослідної роботи кафедри деталей машин і теорії машин і механізмів;

– відповідно до договору про співпрацю між Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом і 110 Харківським авторемонтним заводом.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є підвищення технічного рівня автомобілів через поліпшення їх властивостей маневреності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести дослідження повороту автомобілів з передніми керованими колесами;
- провести дослідження повороту автомобіля з кількома керованими мостами;
- провести дослідження руху автомобіля у випадку повороту передніх і задніх коліс в один бік;
- провести дослідження повороту автомобіля динамічним способом;
- проаналізувати способи покращення стійкості й керованості автомобілів.

**Об'єкт дослідження** – процеси маневрування автомобілів за різних способів їх виконання.

**Предмет дослідження** – поліпшення властивостей маневреності автомобілів.

**Методи дослідження.** У теоретичній частині дисертації використовувалися методи розв'язання лінійних диференціальних рівнянь, методи теорії подібності й математичного аналізу. В експериментальній частині використовувалися методи виконання наукових випробувань, електричного моделювання механічних величин, а також – методи теорії похибок.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в тому, що отримав подальший розвиток системний підхід до оцінки маневреності автомобілів та її властивостей. При цьому *вперше*:

- отримано взаємозв'язок між кутами бічного відведення, реакціями дороги, що діють на передні та задні колеса, що на відміну від відомих враховують взаємозв'язок цих параметрів на передніх і задніх колесах одночасно;
- теоретично визначено й експериментально підтверджено появу від'ємних кутових прискорень автомобілів з недостатньою повороткістю при вході в поворот, що до цього часу було невідомим;
- запропоновано коефіцієнт керованості в якості показника та критерію здатності автомобіля до входу в поворот, що раніше ніким не використовувався;
- визначено кінематичні та динамічні параметри автомобіля при повороті передніх і задніх коліс в один бік і на один і той же кут («рух крабом»), що раніше ніким не досліджувався;

*удосконалено* вибір раціональних параметрів процесу динамічної стабілізації автомобіля при повороті керованих коліс в бік заносу в тяговому й гальмівному режимах у напрямі визначення раціональних кутових швидкостей повороту керованих коліс;

*отримала подальший розвиток* теорія повороту автомобіля динамічним способом у напрямі визначення різновидності повороту таким способом.

**Практичне значення одержаних результатів.** Отримані в роботі математичні моделі маневрування автомобілів при повороті й виконанні

маневру «рух крабом», запропоновані критерії оцінки керованості і стійкості, дають можливість на етапі проектування формувати відповідні сучасному технічному рівню показники маневреності автомобілів.

«110 Харківським автомобільно ремонтним заводом» використовуються результати порівняльних випробувань на керованість автомобілів Урал-4320 та його двовісної модифікації й рекомендації щодо підвищення маневреності автомобілів з недостатньою повороткістю.

Асоціацією підприємств з виробництва тракторів, двигунів і запасних частин «Укртрактор» та ДП «Інститут машин і систем» Мінпромполітики НАН України використовуються методики визначення траєкторії руху колісної машини (трактора) при повороті передніх і задніх керованих коліс та оцінки можливості руху колісного трактора при динамічному способі повороту.

ВАТ «Харківський тракторний завод» прийняв до використання методик оцінки керованості колісних тракторів типу 4x4 при виконанні повороту бортом динамічним способом.

ПАТ «АвтоКраз» використовуються результати в частині модернізації гальмівної системи для створення різниці гальмівних сил по боковим сторонам при вході в поворот.

Харківським науково-дослідним експертно-криміналістичним центром Міністерства внутрішніх справ України застосовуються методи оцінки стійкості руху, керованості й маневреності автомобілів. Методика оцінки кінематичних та динамічних параметрів повороту автомобіля, що використовуються при проведенні автотехнічних досліджень, які пов'язані з маневром транспортних засобів зі всіма керованими колесами.

Національним науковим центром «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» застосовуються теорія руху колісних тягово-транспортних засобів «крабом» та теорія повороту колісних тягово-транспортних засобів динамічним способом при розробці нових зразків техніки.

**Особистий внесок здобувача.** У спільних роботах здобувачу належать:

– у колективній монографії – підготовка розділів пов'язаних з дослідженням маневреності, керованості та стійкості руху автомобілів [2, розділ 6];

– розробка динамічної та математичної моделей руху автомобіля при виконанні маневрів [17, 24, 30];

– розробка науково-методичного апарату для оцінювання керованості автомобілів [18, 22];

– запропонування показника і критерію здатності автомобіля до входу в поворот – коефіцієнта керованості [16];

– визначення раціональних законів керування поворотом коліс при динамічній стабілізації курсового кута автомобіля [20, 26];

– метод оцінки стійкості руху автомобіля при малих випадкових коливаннях керованих коліс відносно нейтрального положення [19];

– теоретичне обґрунтування способу повороту автомобіля та його руху

«крабом» [23, 29, 31];

– розробка критерію та показників повороткості [21];

– аналіз керованості та стійкості руху автомобіля при службовому гальмуванні [25].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

– VI, VIII, X, XI і XII Міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», м. Севастополь, 2003, 2005, 2007, 2008, 2009 рр.;

– 2-му Міжнародному з'їзді по теорії механізмів і машин, м. Харків, 25-26 жовтня 2005 р.;

– Міжнародних науково-практичних конференціях «Технічний прогрес в АПК», м. Харків, 2007, 2008 рр.;

– Міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва», м. Харків, 2008, 2009 рр.;

– Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатроніка будівельних і дорожніх машин», м. Харків, 24-26 жовтня, 2007 р.;

– III-ій Всеросійській науково-технічній конференції «Транспортні системи Сибіру», м. Красноярськ, 2005 р.;

– XIII, XV-тій Міжнародних науково-технічних конференціях «Транспорт, екологія, стійкий розвиток», м. Варна, 2007, 2009 р.;

– Конгресі SAE International по гальмівних системах, 2018, Каліфорнія, USA.

**Публікації.** За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 2 монографії, 23 статті у наукових фахових виданнях України та інших держав (зокрема 1 публікація у закордонному періодичному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus та 3 публікації у виданнях, які включені до інших міжнародних наукометричних баз). За матеріалами досліджень опубліковано 5 тез у збірниках доповідей міжнародних наукових конференцій, отримано 1 патент України на корисну модель.

**Структура й об'єм дисертації.** Дисертаційна робота складається з анотацій, вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації становить 332 аркуші друкованого тексту. Обсяг основного тексту дисертаційної роботи становить 272 сторінки, у тому числі 40 рисунків і 14 таблиць, список використаних джерел з 235 найменувань на 23 аркушах.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступній частині обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету та завдання досліджень, визначено наукову новизну, практичне значення та цінність отриманих результатів.

**У першому розділі** здійснено аналітичний огляд виконаних досліджень, літературних джерел, нормативних документів й обґрунтовано обраний напрямок роботи.

Основну увагу приділено таким питанням:

- аналіз властивостей маневреності автомобілів і критерії їх оцінки;
- відомі та перспективні способи виконання маневру автомобілями;
- проблеми забезпечення маневреності автомобілів і поїздів на їх базі;
- раціональні закони керування поворотом автомобілів.

Розробці основних положень теорії маневреності автомобілів й оцінці показників експлуатаційних властивостей, що впливають на маневреність присвячені роботи багатьох авторів. Проведений аналіз літературних джерел показав, що, не дивлячись на значну кількість досліджень, присвячених маневреності автомобілів, питанням керованості, особливо при вході автомобіля в поворот, приділено недостатньо уваги.

На керованість автомобіля значний вплив спричиняють бічні сили, що виникають в контактні коліс з дорогою при повороті. Проте ці сили у відомих дослідженнях визначені без урахування бічного відведення шин. Проведений аналіз показав, що поняття «маневреність» у відомих дослідженнях розглядається тільки стосовно повороту. Проте поява нових способів виконання маневру, наприклад, руху «крабом» (при повороті передніх і задніх керованих коліс в один бік) вимагає дослідження траєкторії руху, стійкості й керованості машин при вказаному маневруванні.

Слід також відзначити, що наявність в автомобіля різних способів керування пов'язана з ускладненням як його конструкції, так і процесу керування через зміну характеристики автомобіля при використуванні блокувальних пристроїв. У зв'язку з цим необхідне узгодження характеристик різних способів керування в процесі проектування автомобілів. Крім того, вимагає більш глибокого дослідження питання про раціональне керування колесами в процесі входу в поворот і виходу з нього, оскільки такий маневр є найбільш небезпечним.

Проведений аналіз літературних джерел дозволив визначити стан питання і сформулювати завдання дослідження.

**У другому розділі** досліджено поворот автомобілів з передніми керованими колесами. На рис. 1 наведено схему сил, що діють на автомобіль з передніми керованими колесами при повороті.

Оскільки поворот автомобіля здійснюється за швидкості  $V$  автомобіля менше 60 км/год, то дією на висоті парусності  $h_w$  аеродинамічної сили  $P_w$  можна знехтувати  $P_w = 0$ . Отримано взаємозв'язок між компонентами реакцій дороги на колеса двовісного повнопривідного автомобіля

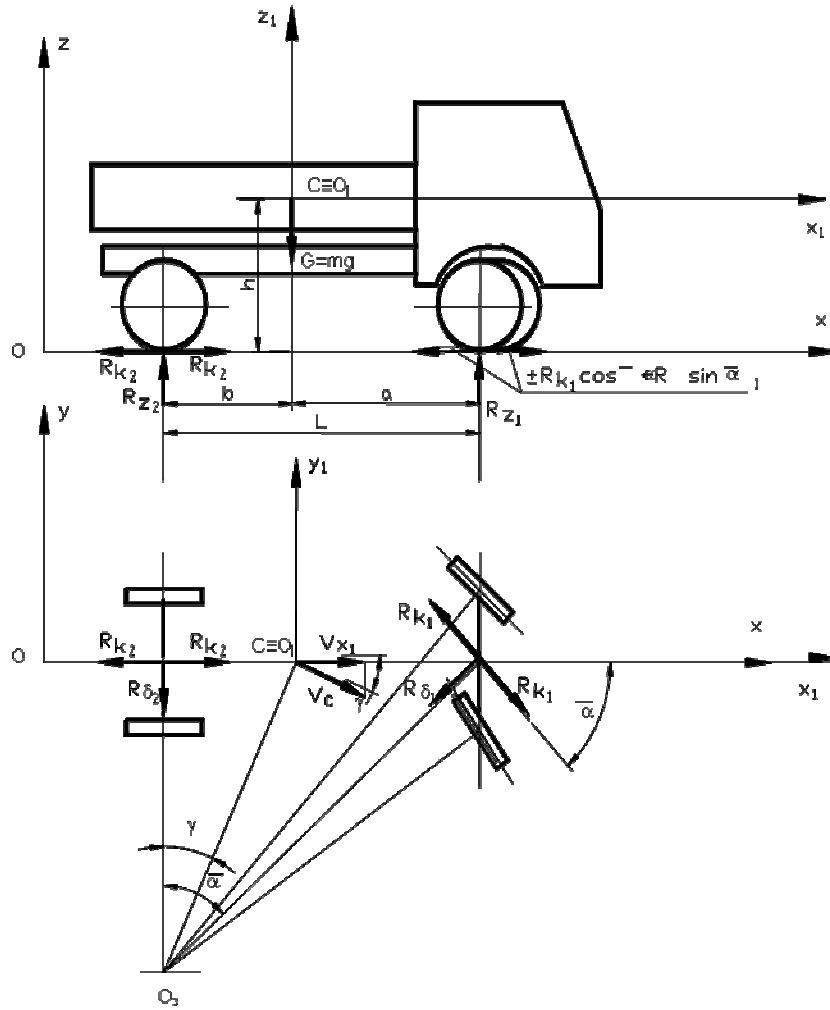


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на автомобіль при повороті

$$R_{\delta 1} = \operatorname{tg} \bar{\alpha} \sec \bar{\alpha} \left[ \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + fhb) \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \left( R_{k2} + R_{k2} \sec \bar{\alpha} - mV_{x1}^2 f \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) + \right. \quad (1)$$

$$\left. + mV_{x1}^2 \frac{b}{L^2} \left( 1 + f \frac{h}{b} \right) - R_{k1} \cos \bar{\alpha}; \right]$$

$$R_{\delta 2} = \frac{ab - i_z^2 - fhb}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + fhb) \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \left( R_{k2} + R_{k1} \sec \bar{\alpha} - mV_{x1}^2 f \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) + \quad (2)$$

$$+ mV_{x1}^2 \frac{a}{L^2} \left( 1 - f \frac{h}{a} \right) \operatorname{tg} \bar{\alpha};$$

$$R_{z1} = mg \frac{b}{L} \left[ 1 + \frac{V_{x1}^2}{g} \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \left( 1 + \frac{f \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] - \frac{\frac{h}{L} (R_{k2} + R_{k1} \sec \bar{\alpha})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}; \quad (3)$$



$$R_{z2} = mg \frac{a}{L} \left[ 1 - \frac{V_{x1}^2}{g} \frac{b}{a} \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \left( 1 + \frac{f \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] + \frac{\frac{h}{L} (R_{k2} + R_{k1} \sec \bar{\alpha})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}, \quad (4)$$

де  $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$  – бічні реакції на передній і задній осях, відповідно;

$R_{z1}, R_{z2}$  – вертикальні реакції на передній і задній осях, відповідно;

$a, b$  – відстані від передньої і задньої осей до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, відповідно;

$h$  – висота центру мас автомобіля;

$L$  – подовжня колісна база автомобіля;

$g$  – прискорення сили тяжіння,  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$i_z$  – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі;

$\phi, f$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою і опір коченню;

$m$  – маса автомобіля;

$R_{k1}, R_{k2}$  – дотичні реакції на передніх і задніх колесах, відповідно;

$\bar{\alpha}$  – середній кут повороту керованих коліс;

$V_{x1}$  – лінійна швидкість автомобіля в напрямку його подовжньої вісі, км/год.

Аналогічні рівняння отримані для задньопривідного та передньопривідного автомобіля.

Під час руху на повороті може наступити втрата стійкості й керованості автомобіля. Умова збереження стійкості й керованості руху автомобіля, відповідно

$$R_{\delta 2} \leq R_{\delta 2 \text{гран}}; \quad (5)$$

$$R_{\delta 1} \leq R_{\delta 1 \text{гран}}; \quad (6)$$

де  $R_{\delta 1 \text{гран}}, R_{\delta 2 \text{гран}}$  – граничні бокові реакції на передній і задній осях, відповідно;

$$R_{\delta 1} = mgtg\bar{\alpha} \sec \bar{\alpha} \left[ \frac{b^2 + i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} (1 - K_R + K_R \sec \bar{\alpha}) - K_R \cos \bar{\alpha} \right] K_c + mV_{x1}^2 \frac{b}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \sec \bar{\alpha}; \quad (7)$$

$$R_{\delta 2} = mgtg\bar{\alpha} \frac{ab - i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} (1 - K_R + K_R \sec \bar{\alpha}) K_c + mV_{x1}^2 \frac{a}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha}; \quad (8)$$

$$R_{z1} = mg \left[ \frac{b}{L} \left( 1 + \frac{V_{x1}^2}{g} \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) - \frac{\frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} (1 - K_R + K_R \sec \bar{\alpha}) K_c \right]; \quad (9)$$

$$R_{z2} = mg \left[ \frac{a}{L} \left( 1 - \frac{V_{x1}^2}{g} \frac{b}{a} \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) + \frac{\frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} (1 - K_R + K_R \sec \bar{\alpha}) K_c \right], (10)$$

$K_R$  – коефіцієнт розподілу дотичних реакцій між осями автомобіля

$$K_R = \frac{R_{k1}}{R_k} = \frac{R_{k1}}{R_{k1} + R_{k2}}; (11)$$

$R_K$  – сумарна дотична реакція на всіх колесах автомобіля;

$K_c$  – силовий коефіцієнт керованості

$$K_c = \frac{R_k}{mg}. (12)$$

На рис. 2 наведені графіки зміни реакцій дороги на передніх і задніх колесах повнопривідного автомобіля Урал-4320 у спорядженому стані і двовісному виконанні при повороті. Суцільними лініями показані дійсні частини характеристик.

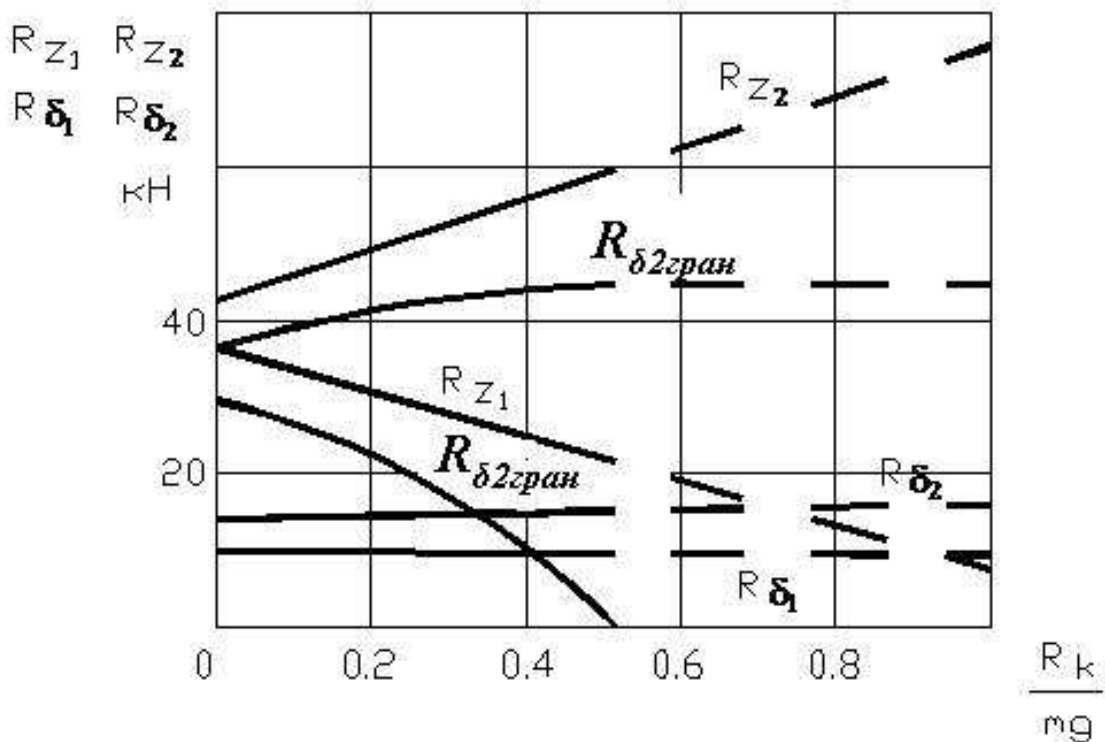


Рисунок 2 – Зміна компонент реакції дороги на колесах передньої та задньої осей повнопривідного автомобіля Урал 4320 у спорядженому стані і двовісному виконанні при повороті ( $\bar{\alpha} = 10^\circ$  і  $V_{x1} = 8,33$  м/с (30 км/год)  $\varphi = 0,8$ ;  $f = 0,015$ )

Бокове відведення коліс чинить вплив не лише на траєкторію руху автомобіля, а й на величини реакцій дороги на передній і задній осях. У роботі визначено вплив відведення шин на указані реакції. На рис. 3 наведено схему сил, що діють на автомобіль і картина лінійних швидкостей і прискорень при русі на повороті, що супроводжується відведенням шин.

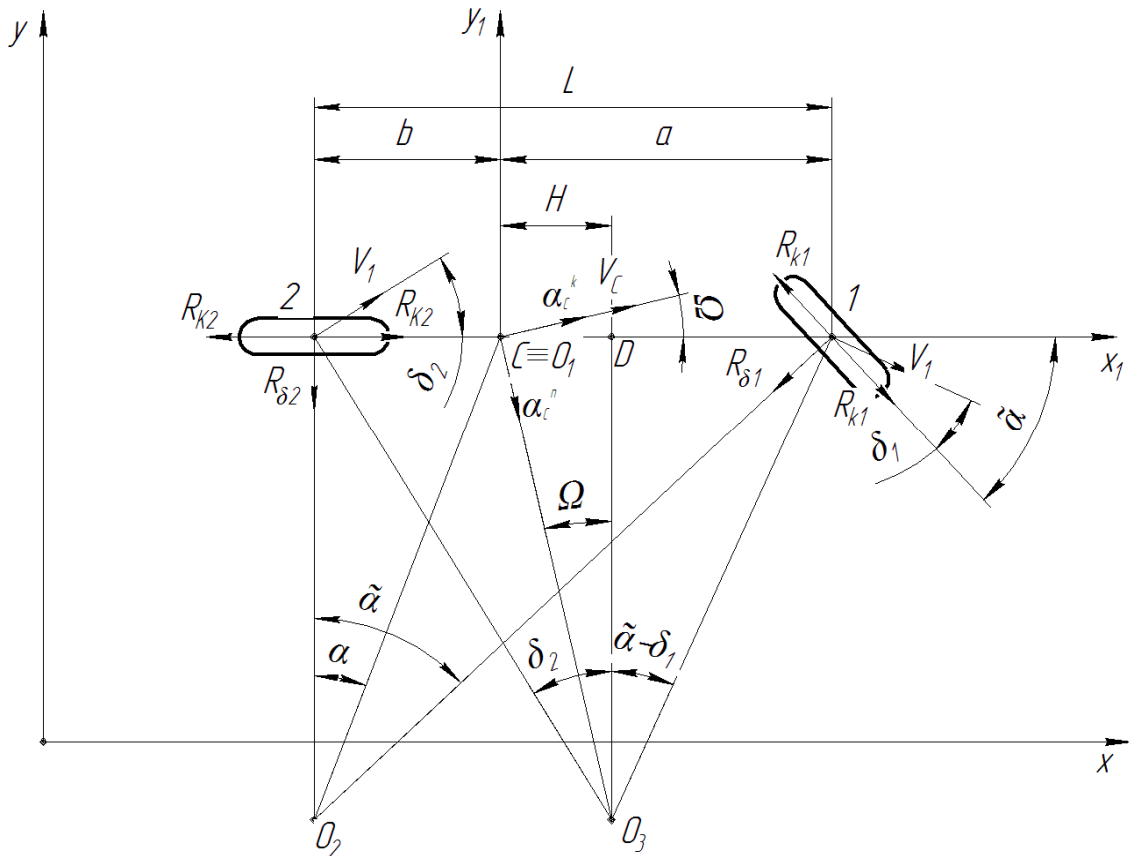


Рисунок 3 – Схема сил, що діють на автомобіль при русі з відведенням шин на повороті

Сумарні бокові реакції на колесах передньої і задньої осей

$$R_{\delta 1} = m \sec \bar{\alpha} \left\{ \left[ \frac{R_{k2} + R_{k1} \sec \bar{\alpha}}{m} - \frac{V_{x1}^2}{L} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \left( \frac{b}{L} \delta_2 + \frac{a}{L} \delta_1 \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{b}{L} \cdot \delta_2}{1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha} \left[ \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{b}{L} \delta_2 \right]} + \frac{b}{L^2} V_{x1}^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} - R_{k1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}; \quad (13)$$

$$R_{\delta_2} = m \left\{ \begin{aligned} & \left[ \frac{R_{k2} + R_{k1} \sec \bar{\alpha}}{m} - \frac{V_{x1}^2}{L} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \left( \frac{b}{L} \delta_2 + \frac{a}{L} \delta_1 \right) \right] \times \\ & \frac{ab - i_z^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{a}{L} \delta_2}{L^2} \\ & \times \frac{1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha} \left[ \frac{b}{L} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} - \delta_1) - \frac{ab - i_z^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}{L^2} \right]}{1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha} \left[ \frac{b}{L} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} - \delta_1) - \frac{ab - i_z^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}{L^2} \right]} + \\ & + \frac{a}{L^2} V_{x1}^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1), \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де  $\delta_1, \delta_2$  – кути відведення коліс передньої і задньої вісі, відповідно.

Враховуючи відомий зв'язок (через коефіцієнти опору боковому відведенню шин  $K_{y1}, K_{y2}$ ) між кутами відведення й боковими силами, що діють на колеса можна розв'язати рівняння (13) і (14) визначивши кути відведення  $\delta_1$  і  $\delta_2$ , а також бокові реакції дороги  $R_{\delta_1}$  і  $R_{\delta_2}$ .

У випадку повороту автомобіля, що має певний рівень кінетичної енергії поступального руху, відбувається збільшення кінетичної енергії обертального руху в площині дороги. У цьому випадку можливі три варіанти керування потужністю двигуна: потужність двигуна залишається постійною ( $N_{\delta\sigma} = \text{const}$ ); потужність збільшується з умови збереження постійної лінійної швидкості руху ( $V_{x1} = \text{const}$ ); двигун відключений від ведучих коліс ( $N_{\delta\sigma} = 0$ ).

У першому випадку лінійна швидкість і кутові прискорення автомобіля змінюються за наступним законом

$$V_{x1} = \frac{V_0}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}}; \quad (15)$$

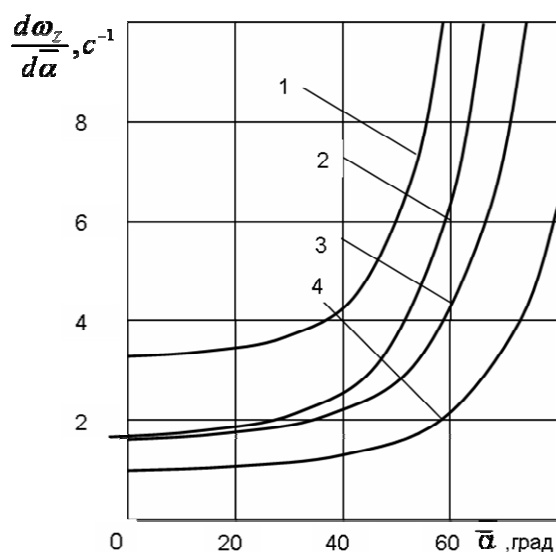
$$\frac{d\omega_z}{d\bar{\alpha}} = \frac{V_0}{L} \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{\sqrt{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right)^3}}, \quad (16)$$

де  $V_0$  – швидкість у момент входу автомобіля в поворот;

$\omega_z$  – кутова швидкість повороту автомобіля;

$$K_V = \frac{V_{x1}}{V_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}}. \quad (17)$$

Графіки залежності (16) і (17), що побудовані для двовісного автомобіля Урал-4320 наведено на рис. 4 і рис. 5.



- 1 –  $V_0=11,11$  м/с (40 км/год);  
 2 –  $V_0=8,33$  м/с (30 км/год);  
 3 –  $V_0=5,55$  м/с (20 км/год);  
 4 –  $V_0=2,78$  м/с (10 км/год)

Рисунок 4 – Залежність величини  $d\omega_z/d\bar{\alpha}$  від кута  $\bar{\alpha}$  для двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані за  $N_{\text{дв}}=const$

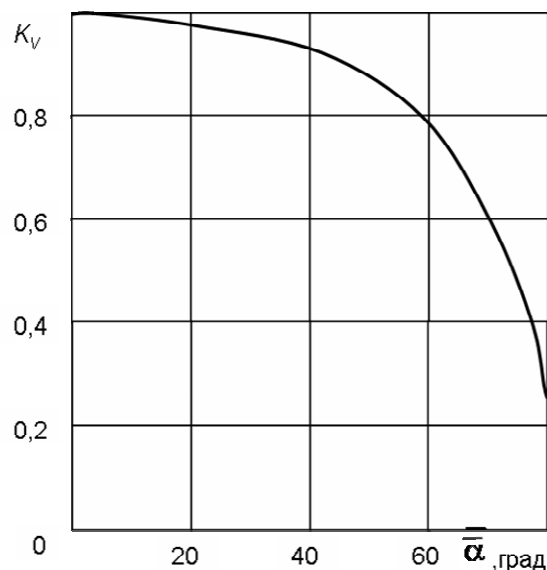


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта  $K_V$  зменшення швидкості двовісного автомобіля Урал-4320 у спорядженому стані від середнього кута повороту керованих коліс

Додаткова потужність двигуна, що необхідна для підтримання постійної лінійної швидкості руху автомобіля ( $V_{x1}=V_0=const$ )

$$\Delta N_{\text{дв}} = \frac{1}{2} m V_{x1}^2 \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \sin 2\bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = R_K V_{x1} \quad (18)$$

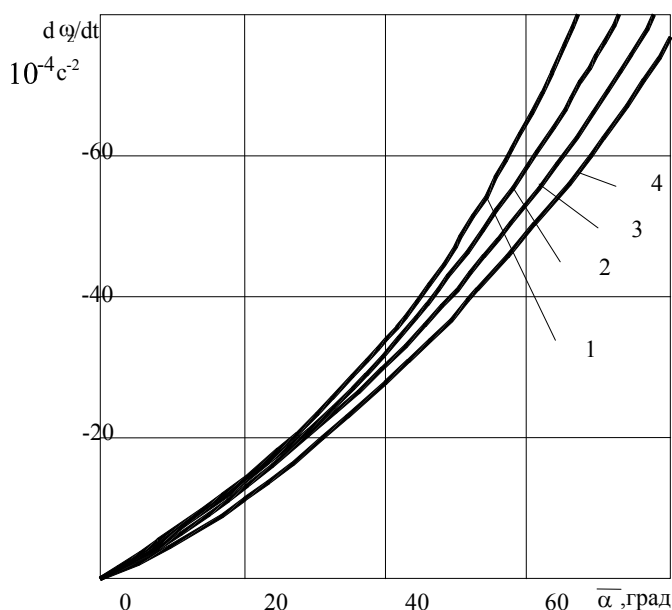
і необхідна сумарна дотична реакцію на колесах

$$R_K = \frac{1}{2} m V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \sin 2\bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (19)$$

Із виразів (18) і (19) видно, що величини додаткової потужності двигуна  $\Delta N_{\text{дв}}$  і сумарної дотичної реакції на колесах  $R_K$  збільшуються із зростанням кутової швидкості повороту керованих коліс. Оскільки величина  $R_K$  обмежена зчепленням ведучих коліс з дорогою, то для повнопривідного автомобіля визначена максимальна, з умови зчеплення, кутова швидкість повороту керованих коліс

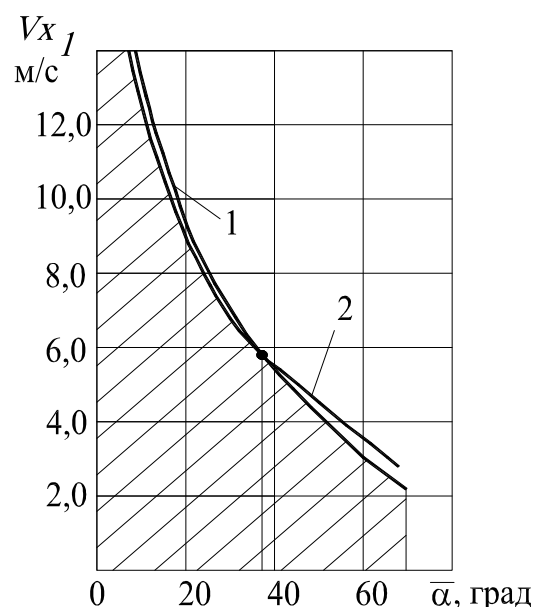
$$\dot{\alpha}_{\max} = \left( \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_{\max} = \frac{2g\varphi}{V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \sin 2\bar{\alpha}}. \quad (20)$$

На рис. 6 наведено графіки залежності від'ємного кутового прискорення двовісного автомобіля Урал-4320 від середнього кута повороту  $\bar{\alpha}$  керованих коліс при русі накатом у спорядженому стані, а на рис. 7 – зона допустимих значень лінійних швидкостей указанного автомобіля, що визначені з умови збереження стійкості й керованості.



$f=0,015$ ;  $b=1,81$  м;  $i_z=1,232$  м;  $L=4,2$  м;  
 1 –  $V_{x1}=11,1$  м/с; 2 –  $V_{x1}=8,33$  м/с;  
 3 –  $V_{x1}=5,55$  м/с; 4 –  $V_{x1}=2,78$  м/с

Рисунок 6 – Залежність від'ємного кутового прискорення від середнього кута повороту керованих коліс при русі накатом двовісного автомобіля Урал-4320 у спорядженому стані



1 – межа бічного ковзання передніх коліс; 2 – межа бічного ковзання задніх коліс;  
 $\varphi=0,8$ ;  $f=0,015$

Рисунок 7 – Зона допустимих значень лінійних швидкостей руху з відключеним двигуном на повороті (заштрихована) двовісного автомобіля Урал-4320 у спорядженому стані

Вхід у поворот є найвідповідальнішим моментом здійснення маневру. Здатність автомобіля входити в поворот, тобто реагувати на керуючу дію, є характеристикою керованості. Кутове прискорення, що виникає при вході автомобіля в поворот

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{I_{zc}} (M_{нов} - M_{он}) = \frac{M_{он}}{I_{zc}} (K_{кер} - 1), \quad (21)$$

де  $I_{zc}$  – момент інерції автомобіля щодо вертикальної вісі, що проходить через центр мас;

$M_{нов}$ ,  $M_{он}$  – повертаючий момент і момент опору повороту автомобіля, відповідно;

$K_{кер}$  – коефіцієнт керованості автомобіля

$$K_{кер} = \frac{M_{нов}}{M_{он}}. \quad (22)$$

Для двоколісного автомобіля

$$K_{кер} = \frac{R_{k1}}{R_{\delta 2}} \frac{a}{b} \sin \alpha + \frac{R_{\delta 1}}{R_{\delta 2}} \frac{a}{b} \cos \alpha. \quad (23)$$

На рис. 8 наведено графік залежності коефіцієнта керованості чотириколісного автомобіля від відносної подовжньої координати центру мас  $b/L$

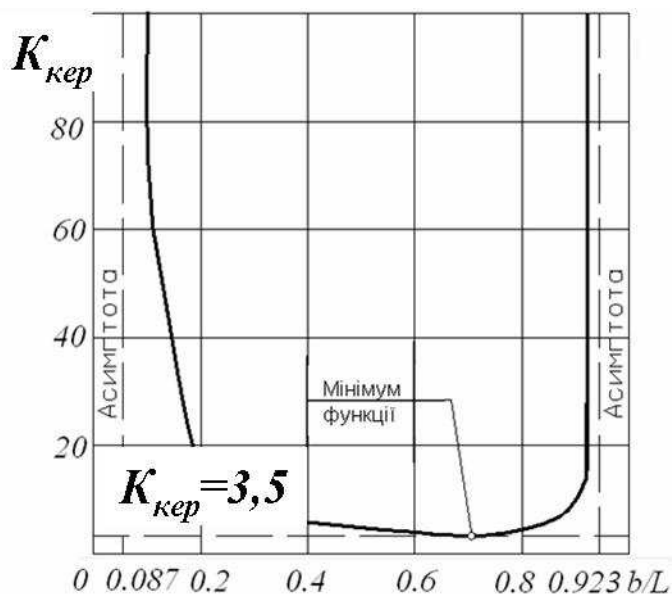


Рисунок 8 – Залежність коефіцієнта керованості чотириколісного автомобіля від відносної подовжньої координати центру мас за  $h/L=0,25$ ;  $f=0,02$ ;  $B^2/(6L^2)=0,07$

За  $K_{кер} < 1$  автомобіль втрачає керованість. Оскільки мова йдеться про здатність автомобіля до входу в поворот, то  $\bar{\alpha} = 0$  (у момент початку входу в поворот) і для чотириколісного автомобіля визначено початковий коефіцієнт керованості

$$K_{\text{кер}0} = \frac{\left(1 - \frac{b}{L}\right) \left(1 + \frac{b}{L} + \frac{B^2 L}{6L^2 b} - 2f \frac{h}{L}\right)}{\left(1 - \frac{b}{L}\right) \frac{b}{L} - \frac{B^2}{6L^2} - 2f \frac{h b}{L L}} \quad (24)$$

Тривісні автомобілі володіють меншими, у порівнянні із двовісними, показниками стійкості і керованості. На рис. 9 наведені схеми повороту дво- і тривісних повнопривідних автомобілів з жорсткими у боковому напрямі колесами.

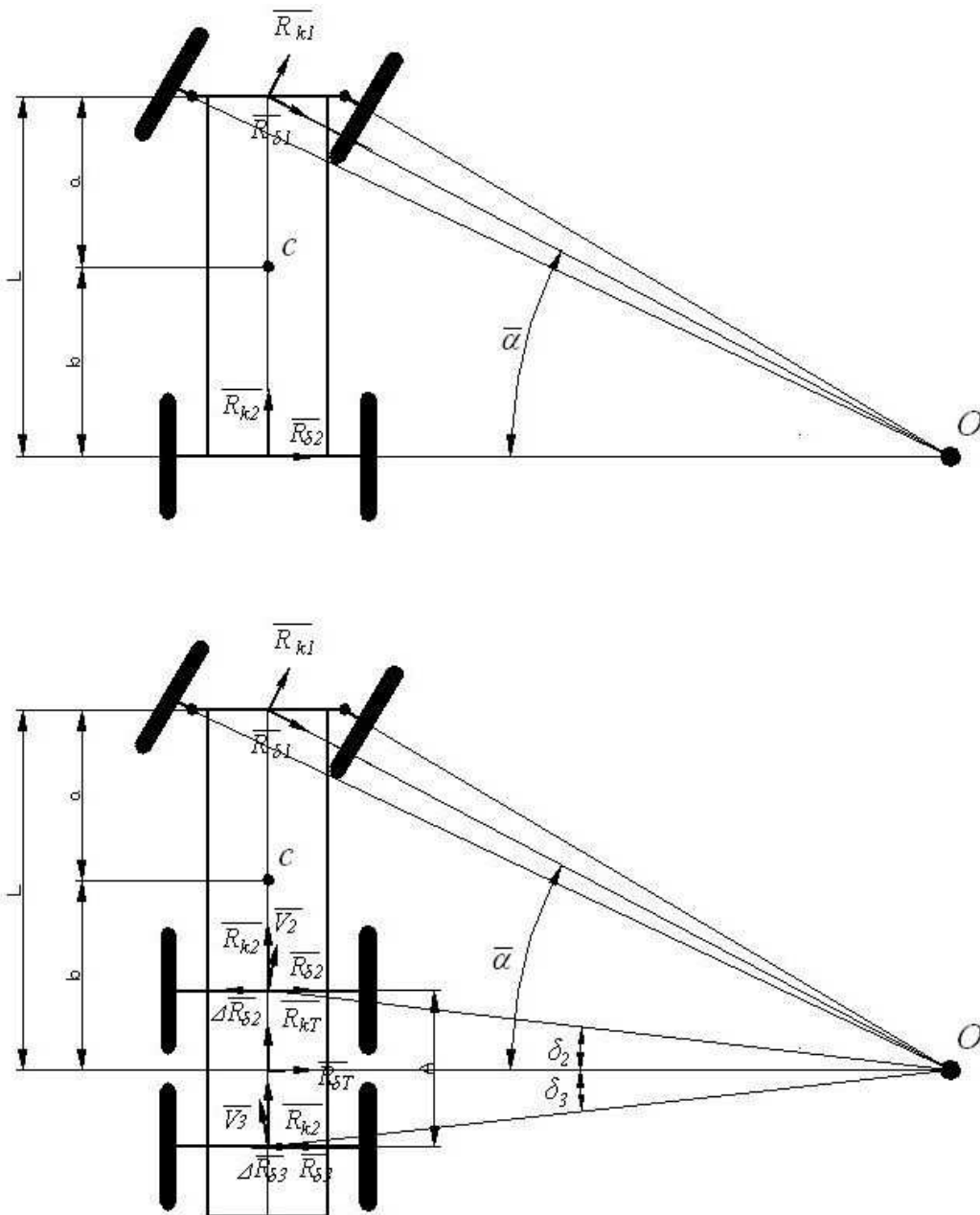


Рисунок 9 – Схема повороту дво- і тривісних повнопривідних автомобілів з жорсткими в боковому напрямі колесами



Коефіцієнт керованості й допустима швидкість повороту направляючих коліс двовісного автомобіля при вході і виході з повороту, відповідно

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \frac{\frac{dV_{x1}}{dt} (b^2 + i_z^2 + fhb) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1}^2 (b + fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}}{\frac{dV_{x1}}{dt} (ab - i_z^2 - fhb) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1}^2 (a - fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \frac{ab - i_z^2 - fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}}; \quad (25)$$

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq -\frac{1}{2} \sin 2\bar{\alpha} \left( V_{x1} \frac{fh}{i_z^2 + fhb} + \frac{1}{V_{x1}} \frac{dV_{x1}}{dt} \right); \quad (26)$$

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < -\frac{1}{2} \sin 2\bar{\alpha} \left( V_{x1} \frac{fh}{i_z^2 + fhb} + \frac{1}{V_x} \frac{dV_{x1}}{dt} \right). \quad (27)$$

У цьому випадку  $\delta_2$   $\delta_3$  – кути, що обумовлені ковзанням у боковому напрямі.

Коефіцієнт керованості і допустима швидкість повороту направляючих коліс тривісного автомобіля при вході і виході з повороту, відповідно

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \times$$

$$\times \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha} (b^2 + i_z^2 + fhb) \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 (b + fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha} (ab - i_z^2 - fhb) \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 (a - fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \frac{ab - i_z^2 - fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{A^2 K_y L}{2mb} \operatorname{tg} \bar{\alpha}}; \quad (28)$$

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq \left[ \frac{A^2 K_y}{2mV_{x1}} \cos^2 \bar{\alpha} - \frac{1}{2} \sin 2\bar{\alpha} \left( V_{x1} \frac{fh}{i_z^2 + fhb} + \frac{1}{V_{x1}} \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \right]; \quad (29)$$

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < - \left[ \frac{1}{2} \sin 2\bar{\alpha} \left( V_{x1} \frac{fh}{i_z^2 + fhb} + \frac{1}{V_x} \frac{dV_{x1}}{dt} \right) - \frac{A^2 K_y}{2mV_{x1}} \cos^2 \bar{\alpha} \right]. \quad (30)$$

Визначені додаткові витрати потужності на поворот дво- і тривісних автомобілів.

Бокове відведення шин, як відомо, суттєво впливає на керованість автомобіля. Кутове прискорення, з урахуванням кутів  $\delta_1$  і  $\delta_2$  відведення передньої і задньої осей визначаються наступною залежністю

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_0}{L \sqrt{\left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} (\operatorname{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2\right]^3}} \frac{d}{dt} (\operatorname{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (31)$$

У момент початку входу автомобіля в поворот ( $\bar{\alpha} = 0$ ;  $\delta_1=0$ ;  $\delta_2=0$ ) рівняння (31) набуде наступного вигляду

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_0 = \frac{V_0}{L} \frac{d}{dt} (\operatorname{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) = \frac{V_0}{L} \left[ \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt}\right)_0 + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right]. \quad (32)$$

Бокові реакції дороги на колесах передньої і задньої осей в момент початку повороту

$$R_{\delta 10} = mV_0 \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt}\right)_0 \times \left\{ 1 - \exp \left[ \frac{\tau}{mV_0 \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \left( \frac{1}{K_{y1}} - \frac{1}{K_{y2}} \frac{ab - i_z^2}{b^2 + i_z^2} \right)} \right] \right\}; \quad (33)$$

$$R_{\delta 20} = mV_0 \frac{ab - i_z^2}{L^2} \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt}\right)_0 \times \left\{ 1 - \exp \left[ \frac{\tau}{mV_0 \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \left( \frac{1}{K_{y1}} - \frac{1}{K_{y2}} \frac{ab - i_z^2}{b^2 + i_z^2} \right)} \right] \right\}. \quad (34)$$

У дисертаційній роботі здійснено моделювання зміни кутової швидкості й кутового прискорення автомобіля при повороті. Кутова швидкість автомобіля

$$\omega_z = \frac{V_0}{L} \frac{\operatorname{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} (\operatorname{tg}\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}}. \quad (35)$$

Середній кут повороту керованих коліс

$$\bar{\alpha}(t) = \int \omega_{k \max} \sin(\Omega t) dt = \frac{\omega_{k \max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega t)]. \quad (36)$$

На рис. 10 наведено результати моделювання.

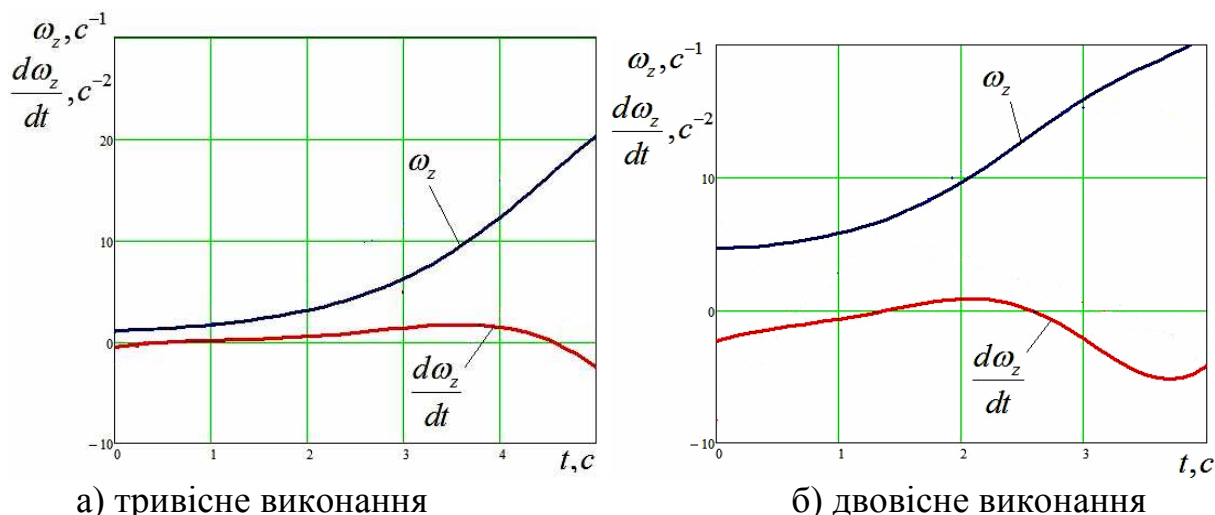


Рисунок 10 – Зміна кутової швидкості й кутового прискорення автомобіля Урал-4320 при повороті:  $V_a=8,33$  м/с ( $V_a=30$  км/год),  $R=30$  м

Проведені експериментальні дослідження автомобілів Урал-4320 у три- і двовісному виконанні підтвердили результати теоретичного моделювання, які показують, що під час початку входу в поворот автомобіля з недостатньою поворотливістю, можлива поява не лише від'ємного (направленого в бік протилежний напрямку повороту автомобіля) кутового прискорення  $d\omega_z/dt$ , а і від'ємної кутової швидкості  $\omega_z$  (див. рис. 11).

У третьому розділі проведено дослідження повороту автомобілів з декількома керованими мостами. На рис. 12 наведено схему сил, що діють на автомобіль з усіма керованими колесами.

За збігу полюсу повороту  $D$  з центром мас  $C$  автомобіля необхідно виконати наступне співвідношення

$$\bar{\alpha}_2 = \arctg \left[ \left( 1 - \frac{L}{a} \right) \operatorname{tg}(\bar{\alpha} - \bar{\delta}_1) \right] - \bar{\delta}_2, \quad (37)$$

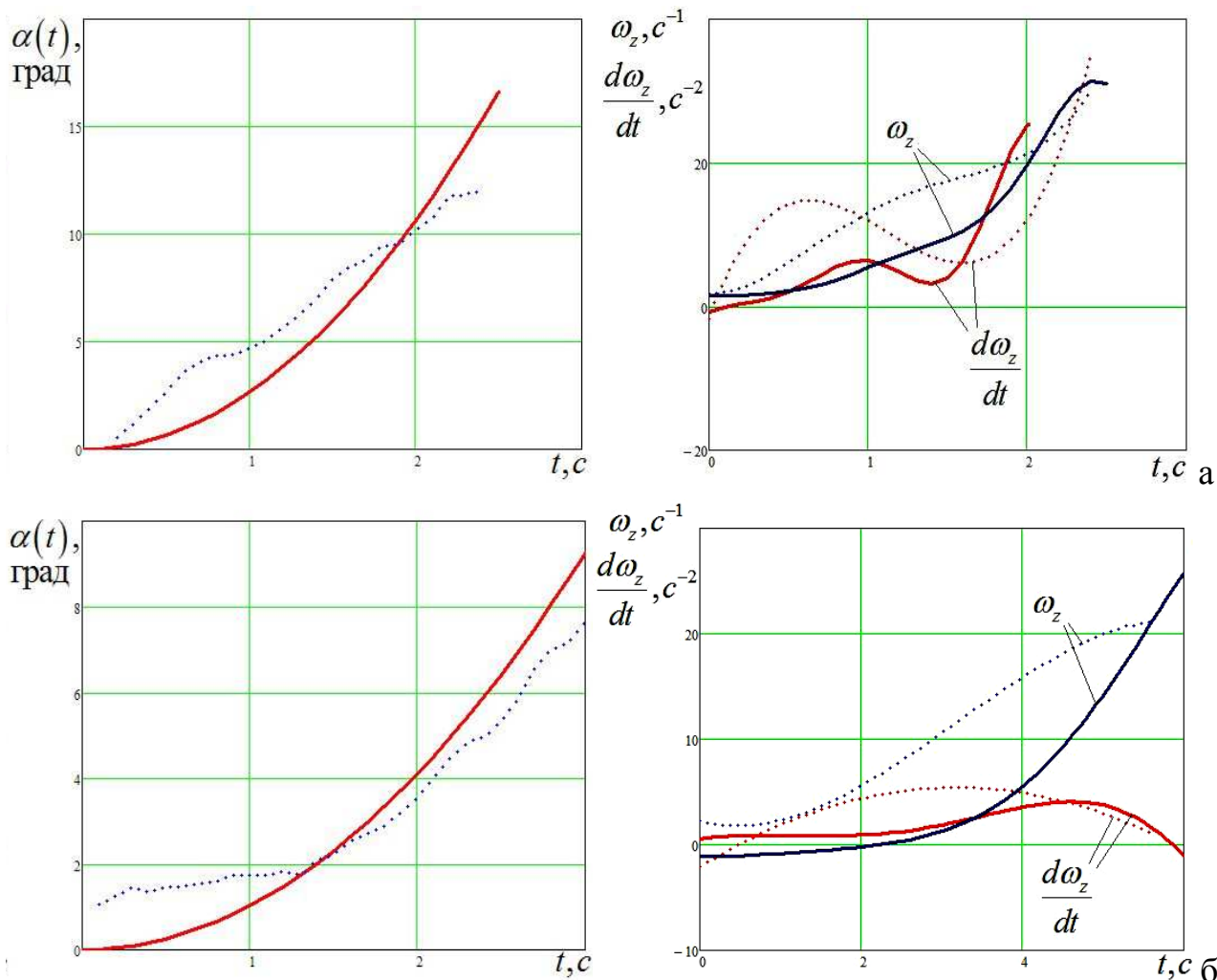
де  $\bar{\alpha}_1$ ,  $\bar{\alpha}_2$  – середні кути повороту передніх і задніх коліс;

$\bar{\delta}_1$ ,  $\bar{\delta}_2$  – кути відведення середин передньої і задньої осей.

Кутові прискорення автомобіля з усіма керованими колесами

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \left\{ \frac{dV_{x1}}{dt} (\bar{\alpha}_1 - \bar{\alpha}_2 - \bar{\delta}_1 - \bar{\delta}_2) + V_{x1} \left[ \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} - \frac{d\bar{\delta}_1}{dt} - \frac{d\bar{\delta}_2}{dt} \right] \right\}. \quad (38)$$

Визначено умови втрати керованості автомобілем з усіма керованими колесами, а також проведено порівняння показників керованості автомобілів з усіма керованими колесами і автомобілів лише з передніми керованими колесами.



а) – двовісне виконання;

– розрахункові дані; . . . . . експериментальні дані

б) – тривісне виконання

Рисунок 11 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості й кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом  $R=20$  м на швидкості  $V=5,55$  м/с ( $V=20$  км/год).

Рівняння плоскопаралельного руху автомобіля за відсутності бічного відведення шин

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = R_{k1} \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \sin \bar{\alpha}_2; & (39) \\ m\ddot{y}_c = R_{k1} \sin \bar{\alpha}_1 + R_{\delta 1} \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cos \bar{\alpha}_2; & (40) \\ I_{zc} \frac{d\omega_z}{dt} = a(R_{\delta 1} \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \sin \bar{\alpha}_1) - b(R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cos \bar{\alpha}_2). & (41) \end{cases}$$

Реакції дороги на колесах передньої і задньої осей

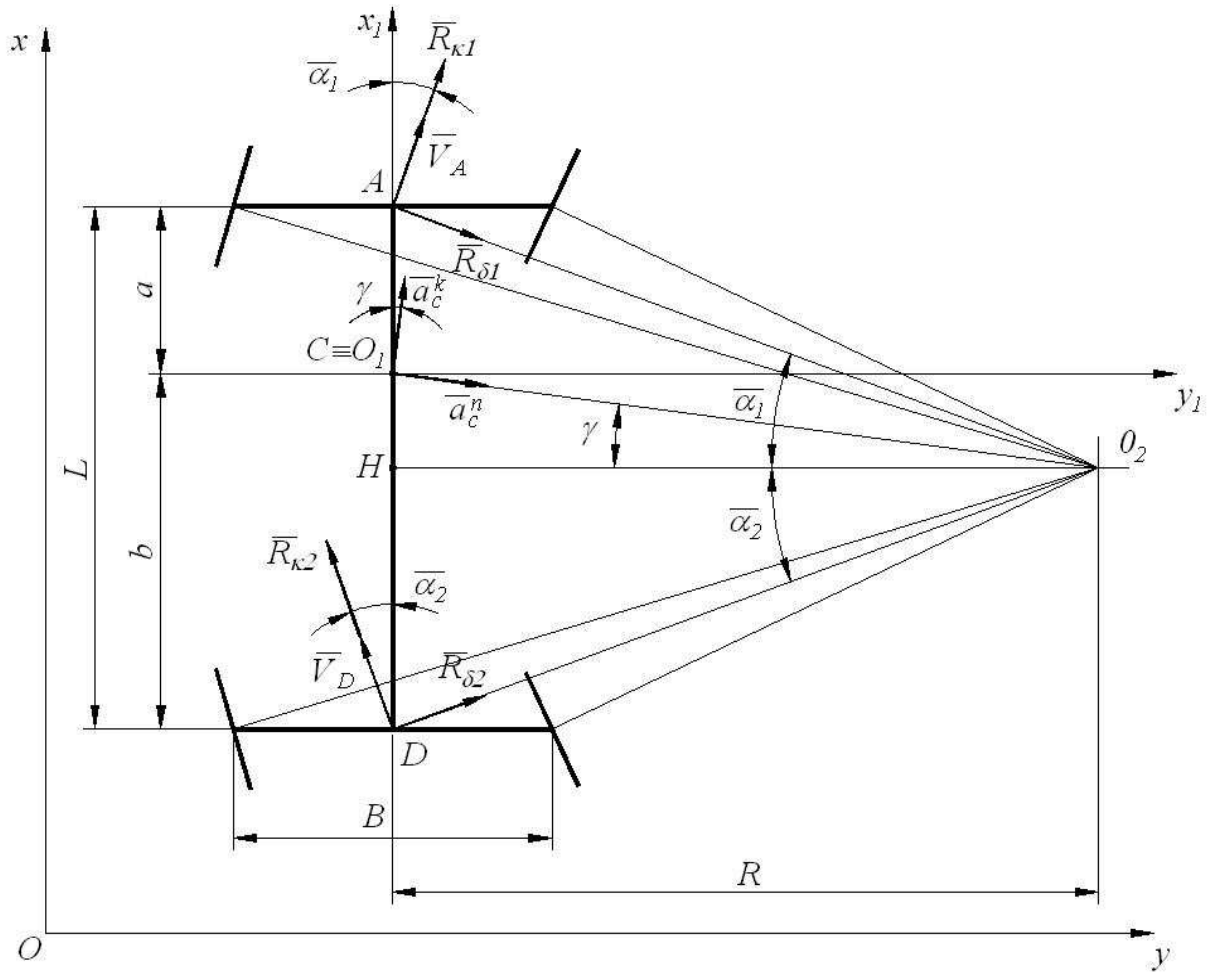


Рисунок 12 – Схема сил, що діють на автомобіль з двома керованими мостами на повороті

$$R_{\delta 1} = m \sec \bar{\alpha}_1 \left[ \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - ab}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} V_{x1}^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right] - R_{k1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1; \quad (42)$$

$$R_{\delta 2} = m \sec \bar{\alpha}_2 \left[ \left( \frac{ab - i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} V_{x1}^2 (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right] - R_{k2} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2; \quad (43)$$

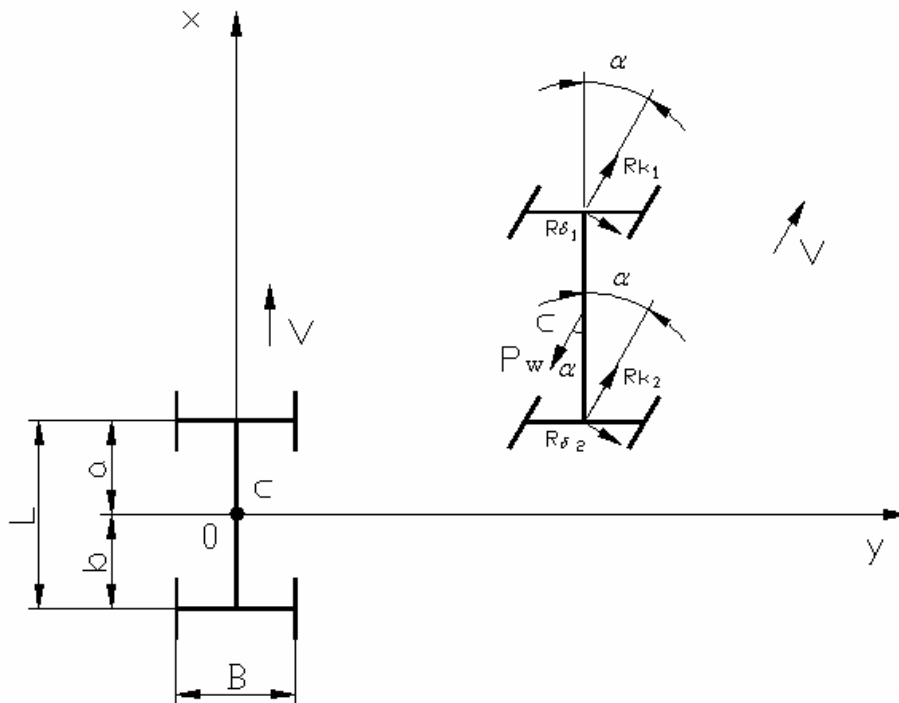
$$R_{K1} \sec \bar{\alpha}_1 + R_{K2} \sec \bar{\alpha}_2 = m \left( 1 + \frac{i_z^2 + b^2}{L} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_2 - 2 \frac{i_z^2 - ab}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times$$

$$\times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right).$$

(44)

Проведені дослідження показали, що бічна реакція дороги на передніх колесах в автомобілів з двома керованими мостами менша ніж в аналогічній машини з одним переднім керованим мостом, що свідчить про більш високі показники керованості цих машин, які реалізуються на межі бічного ковзання передніх коліс. На дорогах з високим опором коченню ведених передніх коліс недоцільно використовувати поворот задніх коліс, оскільки це може призвести до втрати траєкторної стійкості автомобіля.

У четвертому розділі наведено дослідження руху автомобіля при повороті передніх і задніх коліс в один бік. Для автомобіля з жорсткими (такими, що не мають бокового відведення) колесами справедлива схема руху, що показана на рис. 13.



$B$  – колія коліс;  $R_{k1}$ ,  $R_{k2}$  – сумарні дотичні реакції на передніх і задніх колесах;  
 $V$  – лінійна швидкість руху автомобіля;  $P_w$  – сила опору повітря;  
 $\alpha$  – кут повороту коліс

Рисунок 13 – Схема руху з поворотом передніх і задніх коліс в один бік («крабом»)

Рівняння динаміки руху

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = (R_{k1} + R_{k2} - P_w) \cos \alpha - (R_{\delta1} + R_{\delta2}) \sin \alpha; & (45) \\ m\ddot{y}_c = (R_{k1} + R_{k2} - P_w) \sin \alpha + (R_{\delta1} + R_{\delta2}) \cos \alpha; & (46) \\ I_{zc} \frac{d\omega_z}{dt} = (R_{k1}a - R_{k2}b) \sin \alpha + (R_{\delta1}a - R_{\delta2}b) \cos \alpha. & (47) \end{cases}$$

За постійної кутової швидкості повороту керованих коліс  $\omega_k = (d\bar{\alpha}/dt) = \text{const}$  траєкторія руху автомобіля на перехідних режимах виконання маневру (вхід у маневр і вихід з нього) являє собою дугу кола (див. рис. 14).

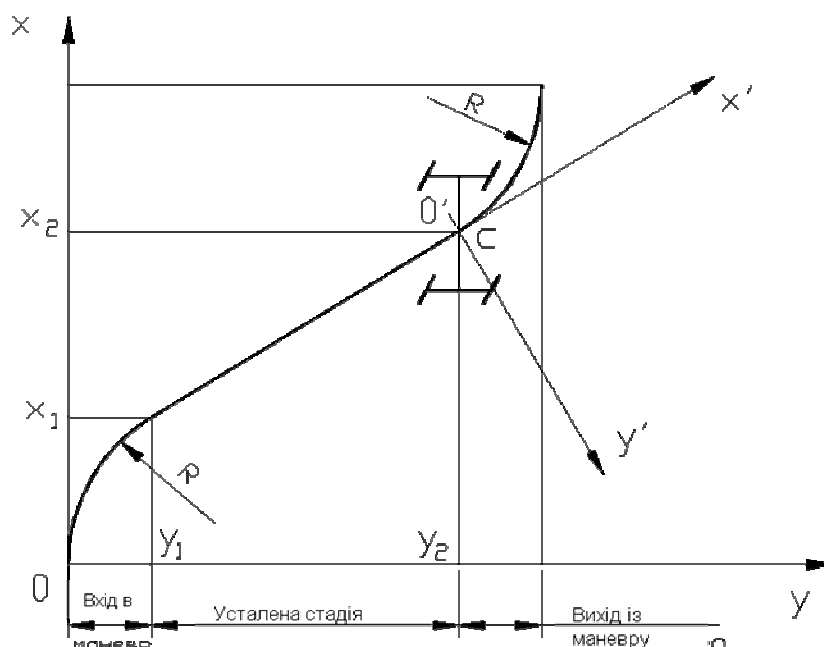
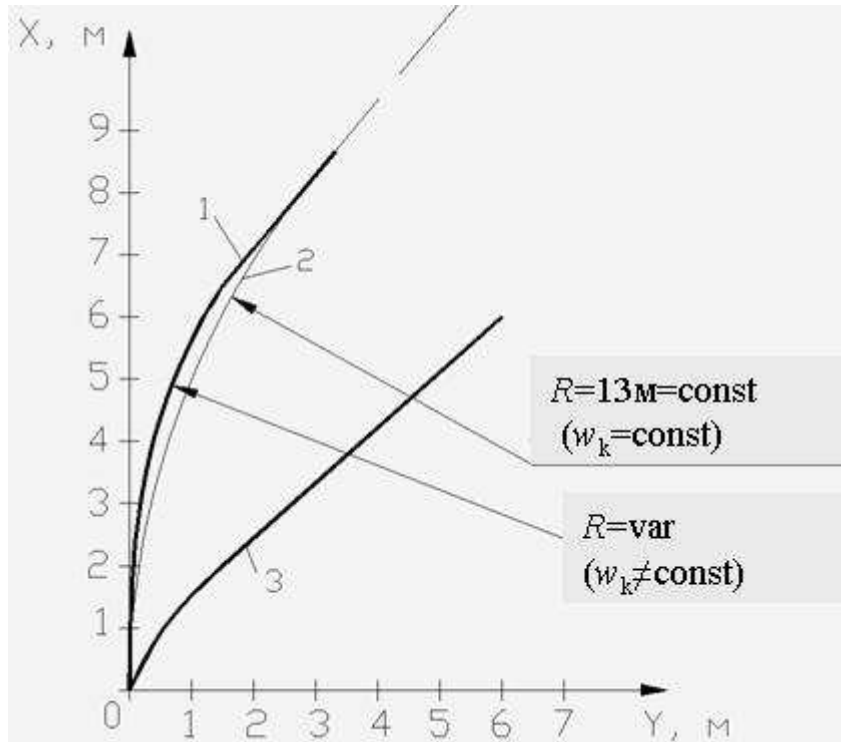


Рисунок 14 – Траєкторія центру мас автомобіля при здійсненні маневру «рух крабом»

На рис. 15 наведені траєкторії руху автомобіля при вході в маневр за різного закону зміни кутової швидкості коліс  $\omega_k$ . Граничні кутові швидкості передніх і задніх коліс

$$\omega_{кран2} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2 k^2 F^2}{a^2 \varphi^2 g^2} V^4} - \frac{b}{a} \left( \frac{LK_R}{b} - 1 \right) \frac{kF}{m} V \text{tg} \alpha_{\text{max}}. \quad (49)$$



1 –  $\omega_k = \omega_k \sin(\Omega t)$ ; 2 –  $\omega_k = \text{const}$  за  $\alpha_{\max} = 0,75$  радіан;  $t_{\text{ex}} = 0,582$  с;  $V = 16,7$  м/с;  
3 – експоненціальний закон за  $\tau_{\text{вх}} = 0,1$  с,  $t_{\text{ex}} = 0,582$  с

Рисунок 15 – Траєкторія руху центру мас автомобіля при вході в маневр

Критичні кутові швидкості, за перевищення яких виникає бокове ковзання передніх і задніх коліс повнопривідного автомобіля.

За  $K_R < b/L$

$$\omega_{\text{кран1}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{K_R^2 L^2}{b^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4} - \left(1 - \frac{L \gamma_T}{b}\right) \frac{kF}{m} V \text{tg} \alpha_{\max}; \quad (50)$$

$$\omega_{\text{кран2}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2}{a^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4}. \quad (51)$$

Стійкість положення автомобіля порушується за появи відриву коліс під дією подовжніх або бічних сил. Рівняння динаміки автомобіля при «русі крабом»

$$I_x \frac{d\omega_x}{dt} = P_{jy} h + 4M_{\text{sup}} - 0,5mgB, \quad (52)$$

де  $I_x$  – момент інерції автомобіля відносно його подовжньої вісі;

$\omega_x$  – кутова швидкість повороту остову автомобіля в поперечній площині.

Область допустимих значень лінійної швидкості автомобіля за умови запобігання перекиданню автомобіля в поперечній площині



$$V \leq \frac{\omega_k^2 i_x^2 \operatorname{arctg} \frac{B}{2h} + 0,25Bg\alpha_{\max}^2}{\omega_k \left[ h(1 - \cos \alpha_{\max}) + 2 \frac{I_k \alpha_{\max}^2}{mr_k} \right]}. \quad (53)$$

Область допустимих значень кутової швидкості повороту керованих коліс

$$w_{k\text{гран}}^{\text{окр}} \leq \frac{0,5Bg}{h \cos \alpha + 4 \frac{I_k}{mr_k} V}. \quad (54)$$

Визначені сумарні вертикальні реакції на колесах передньої та задньої осей

$$R_{z1} = mg \frac{b}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L}; \quad (55)$$

$$R_{z2} = mg \frac{a}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L}. \quad (56)$$

Вертикальні реакції на окремих колесах

$$R'_{z1} = 0,5R_{z1} - m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \frac{h}{B} = 0,5 \left( mg \frac{b}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) - m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \frac{h}{B}; \quad (57)$$

$$R''_{z1} = 0,5R_{z1} + m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \frac{h}{B} = 0,5 \left( mg \frac{b}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) + m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \frac{h}{B}; \quad (58)$$

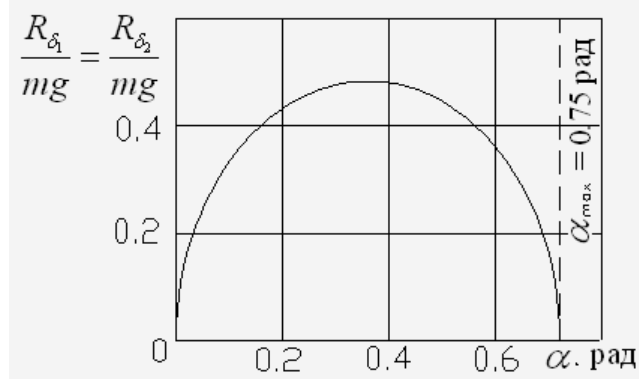
$$R'_{z2} = 0,5R_{z2} - m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \frac{h}{B} = 0,5 \left( mg \frac{a}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) - m\ddot{y}_c \frac{a}{L} \frac{h}{B}; \quad (59)$$

$$R''_{z2} = 0,5R_{z2} + m\ddot{y}_c \frac{a}{L} \frac{h}{B} = 0,5 \left( mg \frac{a}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) + m\ddot{y}_c \frac{a}{L} \frac{h}{B}; \quad (60),$$

де  $R'_{z1}$ ,  $R'_{z2}$  – вертикальні реакції на колесах менш навантаженого (внутрішнього) борту;

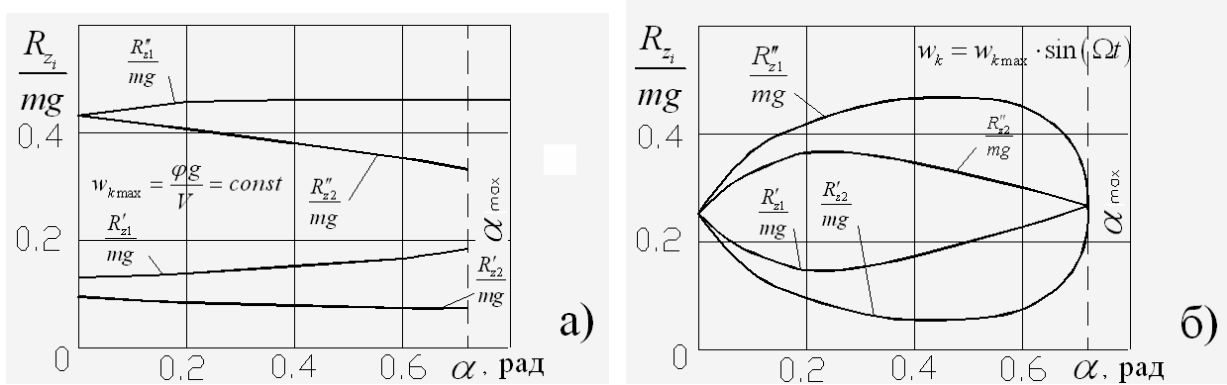
$R''_{z1}$ ,  $R''_{z2}$  – вертикальні реакції на колесах більш навантаженого (зовнішнього) борту.

Зміна відносних реакцій на осях умовного повнопривідного автомобіля наведена на рис 16 і рис. 17.



$$a=b=1 \text{ м}; \varphi=0,95; f=0,017; B=1,3 \text{ м}; \frac{kF}{m} = 3 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{м}}; V=16,7 \text{ м/с};$$

Рисунок 16 – Зміна бічних реакцій на колесах повнопривідного автомобіля



$$b=a=1 \text{ м}; \varphi=0,95; f=0,017; B=1,3 \text{ м}; h=0,5 \text{ м}; \alpha_{\text{max}}=0,75 \text{ рад};$$

$$a - \omega_k = \omega_{k \text{ max}} = \varphi g / V = \text{const}; \delta - \omega_k = \omega_{k \text{ max}} \sin(\Omega t)$$

Рисунок 17 – Зміна відносних вертикальних реакцій на колесах повнопривідного автомобіля

У роботі отримані аналогічні характеристики для передньо- і задньопривідних автомобілів.

Наведені вище моделі руху автомобіля «крабом» не враховують динамічного перерозподілу реакцій дороги між колесами однієї вісі автомобіля, а також бокового відведення шин. Тому розглянуто схему сил, що діють на кожне колесо окремо за виконання указанного маневру (рис. 18)

Рух автомобіля описується наступною системою диференціальних рівнянь

$$m\ddot{x}_c = (R'_{k_1} + R''_{k_1} + R'_{k_2} + R''_{k_2} - P_w) \cos \alpha - (R'_{\delta_1} + R''_{\delta_1} + R'_{\delta_2} + R''_{\delta_2}) \sin \alpha; \quad (61)$$

$$m\dot{y}_c = (R'_{k_1} + R''_{k_1} + R'_{k_2} + R''_{k_2} - P_w) \sin \alpha + (R'_{\delta_1} + R''_{\delta_1} + R'_{\delta_2} + R''_{\delta_2}) \cos \alpha; \quad (62)$$

$$I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = (R''_{k_1} - R'_{k_1} + R''_{k_2} - R'_{k_2}) \frac{B}{2} \cos \alpha - (R''_{k_1} + R'_{k_1}) a \sin \alpha + (R''_{k_2} + R'_{k_2}) b \sin \alpha + \\ + (R''_{\delta_1} - R'_{\delta_1} + R''_{\delta_2} - R'_{\delta_2}) \frac{B}{2} \sin \alpha - (R''_{\delta_1} + R'_{\delta_1}) a \cos \alpha + (R''_{\delta_2} + R'_{\delta_2}) b \cos \alpha. \quad (63)$$

Схема відведення осей і автомобіля в цілому за руху «крабом» наведена на рис. 19. Кут повороту подовжньої вісі автомобіля в кінці перехідного процесу маневру

$$\Delta_{\max} = \alpha_{\max} \frac{mV_c^2}{L^2} \left( \frac{a}{k_{y2}} - \frac{b}{k_{y1}} \right). \quad (64)$$

У роботі визначені також бокові реакції на колесах і відведення шин в усталеній стадії маневру «рух крабом».

У **п'ятому розділі** наведено дослідження процесу повороту автомобіля динамічним способом. На рис. 20 наведена класифікація способів здійснення маневрів, що узагальнена автором на випадок «руху крабом» і повороту динамічним способом.

Умова забезпечення повороту динамічним способом

$$\Delta = \frac{L}{B} \leq \sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1}. \quad (65)$$

На рис. 21 наведена схема дії сил на автомобіль при вході в поворот за рахунок створення різниці лінійних швидкостей коліс забігаючого та відстаючого бортів (швидкісний спосіб).

Визначено умову входу в поворот при застосуванні швидкісного способу

$$\frac{6ab + B^2}{BL} > \begin{cases} 0,5 \left( \frac{b}{L} - 0,5\varphi \frac{h}{L} \right) & - \text{за } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \\ 0,5 \left( \frac{a}{L} + 0,5\varphi \frac{h}{L} \right) & - \text{за } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (66)$$

Чим більші значення, що отримані в лівій частині нерівностей (66) і (67), тим краща керованість автомобіля.

Позначимо вираз у лівій частині нерівностей (66) і (67) через функцію

$$\Phi = \frac{6ab + B^2}{BL}. \quad (68)$$

Мінімум функції (68) визначається залежністю

$$B = \sqrt{6ab}. \quad (69)$$

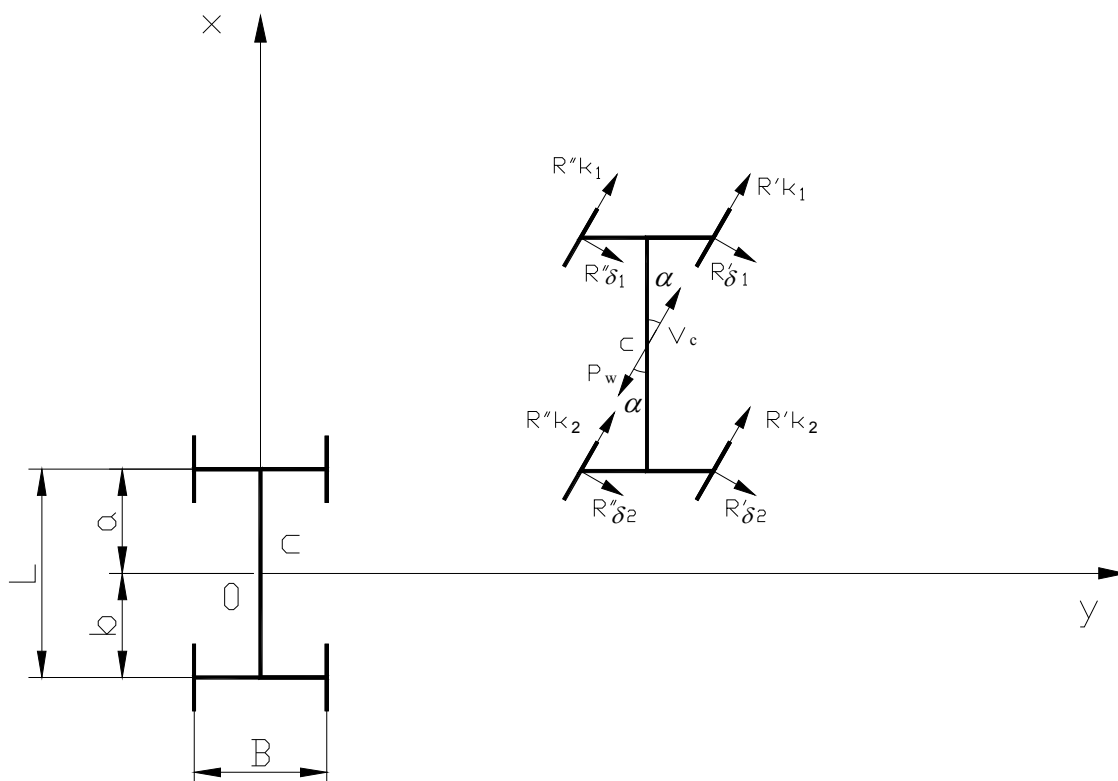
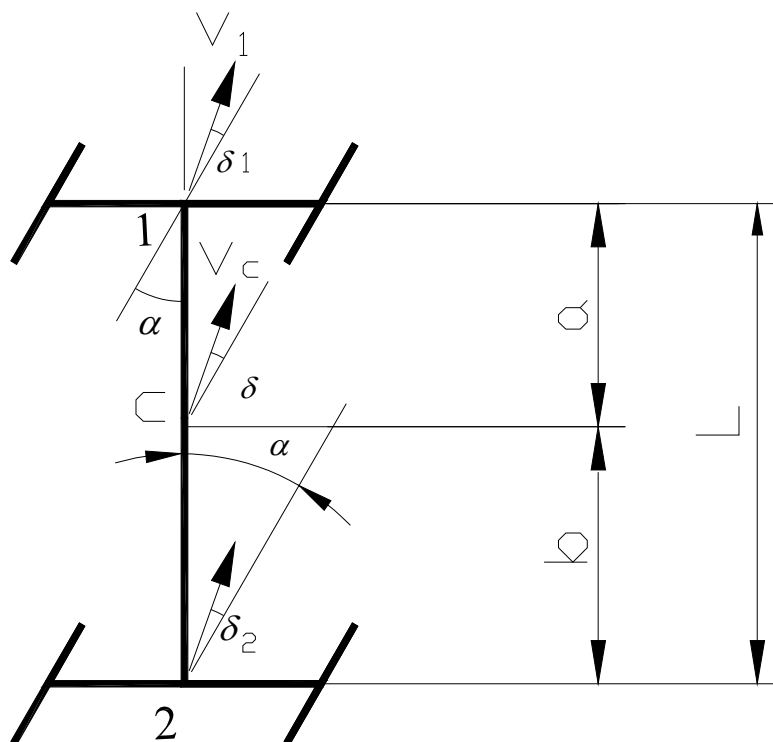


Рисунок 18 – Схема сил, що діють на кожне колесо окремо за виконання повнопривідним автомобілем маневру з поворотом усіх коліс в один бік



$\delta_1, \delta_2, \delta$  – кути відведення передньої, задньої осей і автомобіля в цілому;  
 $V_1, V_2, V_c$  – лінійні швидкості точок, що знаходяться на середині передньої і задньої осей, центру мас автомобіля

Рисунок 19 – Схема відведення осей і автомобіля в цілому при русі «крабом»

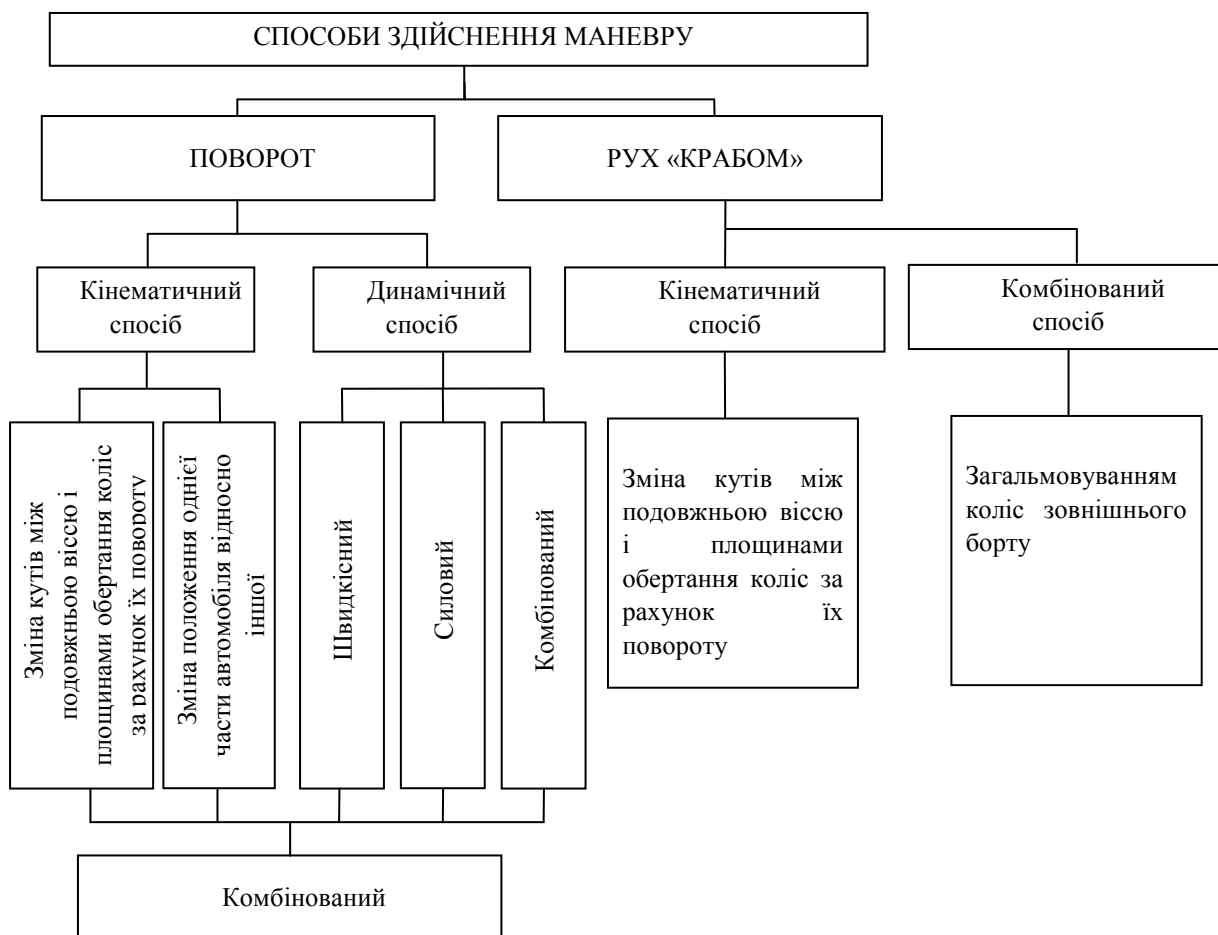


Рисунок 20 – Запропонована класифікація способів здійснення маневру

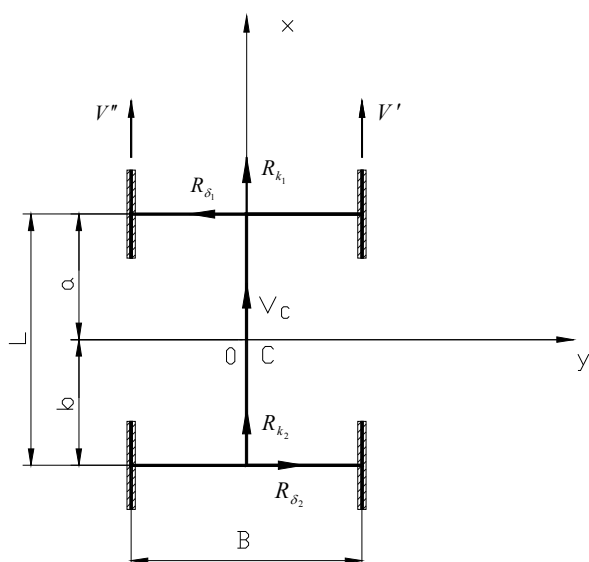


Рисунок 21 – Схема дії сил на двовісний автомобіль при початку входу в поворот за рахунок створення різниці лінійних швидкостей коліс забігаючого й відстаючого бортів

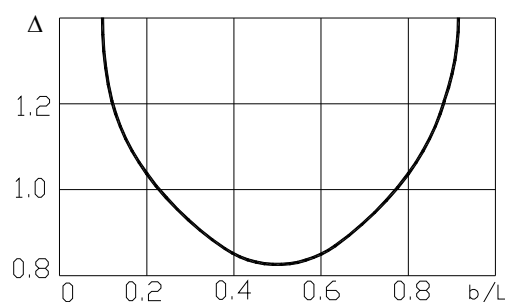


Рисунок 22 – Залежність найгіршого, з позиції керованості, коефіцієнта бази від горизонтальної координати центру мас автомобіля

Виразивши умову (69) через коефіцієнт бази, отримаємо

$$\Delta = \frac{L}{B} = \frac{1}{\sqrt{6 \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)}}. \quad (70)$$

Графік залежності (70) наведено на рис. 22. На ньому чітко видно мінімум, що відповідає  $b/L=0.5$  і  $\Delta=0,82$ . Це найгірші геометричні параметри автомобілів під час здійснення динамічного повороту швидкісним способом.

При створенні різниці крутних моментів на бортах (силовий спосіб повороту) вхід у поворот можливий за виконання умов

$$\Delta = \frac{L}{B} < \begin{cases} \frac{\varphi + f}{\left[2 \frac{b}{L} - (\varphi - f) \frac{h}{L}\right] \sqrt{\varphi^2 - f^2}} & - \text{за } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \quad (71) \\ \frac{\varphi + f}{\left[2 \frac{a}{L} + (\varphi - f) \frac{h}{L}\right] \sqrt{\varphi^2 - f^2}} & - \text{за } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \quad (72) \end{cases}$$

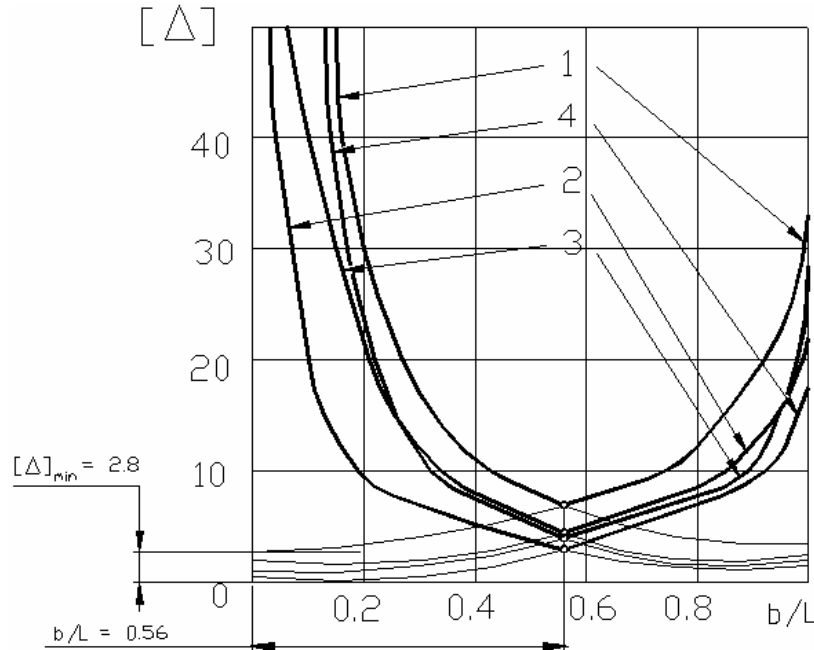
Рівняння руху автомобіля в момент появи різниці дотичних реакцій на колесах різних бортів

$$\begin{cases} I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = (R''_{k_1} - R'_{k_1} + R''_{k_2} - R'_{k_2}) \frac{B}{2} - R\delta_1 a - R\delta_2 b; \quad (73) \\ m\ddot{x}_c = R''_{k_1} + R'_{k_1} + R''_{k_2} + R'_{k_2}; \quad (74) \\ m\ddot{y}_c = 0. \quad (75) \end{cases}$$

На рис. 23 наведена залежність максимально-допустимого коефіцієнта бази від горизонтальної координати центру мас автомобіля за  $h/L=0,3$  (відстаючий борт від'єднаний від двигуна).

Для покращення керованості (входу в поворот) можна не лише від'єднувати від двигуна колеса внутрішнього борту, а й загальмовувати їх.

Швидкісний варіант може використовуватись лише при вході в поворот. В усталеній стадії повороту необхідно переходити на силовий варіант. Силовий варіант може використовуватись також за повороту на місці.



1 – асфальтобетонне шосе; 2 – поле, підготовлене під посів;  
3 – суха ґрунтова дорога; 4 – цілина, щільний поклад

Рисунок 23 – Залежність максимально допустимого коефіцієнта бази від горизонтальної координати центру мас автомобіля при  $h/L=0,3$  (відстаючий борт відключений від двигуна)

У шостому розділі наведено результати дослідження способів поліпшення стійкості й керованості автомобілів. На рис. 24 наведено схему сил, що діють на автомобіль при заносі у процесі гальмування.

Система рівнянь, що описують рух автомобіля при заносі в процесі гальмування

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= -P_{T1} \cos \bar{\alpha} + R_{\delta l} \sin \bar{\alpha} - R_{\Sigma} \cos \Theta_B; \end{aligned} \right. \quad (76)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -P_{T1} \sin \bar{\alpha} - R_{\delta l} \cos \bar{\alpha} - R_{\Sigma} \sin \Theta_B; \end{aligned} \right. \quad (77)$$

$$\left\{ \begin{aligned} I_{zc} \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= R_{\delta l} a \cos \bar{\alpha} + P_{T1} a \sin \bar{\alpha} - R_{\Sigma} b \sin \Theta_B, \end{aligned} \right. \quad (78)$$

де  $P_{T1}$  – гальмівна сила на передній вісі;

$R_B$  – сумарна реакція в площині дороги на колесах задньої вісі;

$\Theta_B$  – кут між напрямками сумарної реакції  $R_B$  і подовжньою віссю автомобіля.

Динамічна стабілізація курсового кута автомобіля при заносі шляхом повороту керованих коліс у бік заносу є розповсюдженим способом і використовується водіями й автогонщиками. Приріст заносу можливий за виконання умови

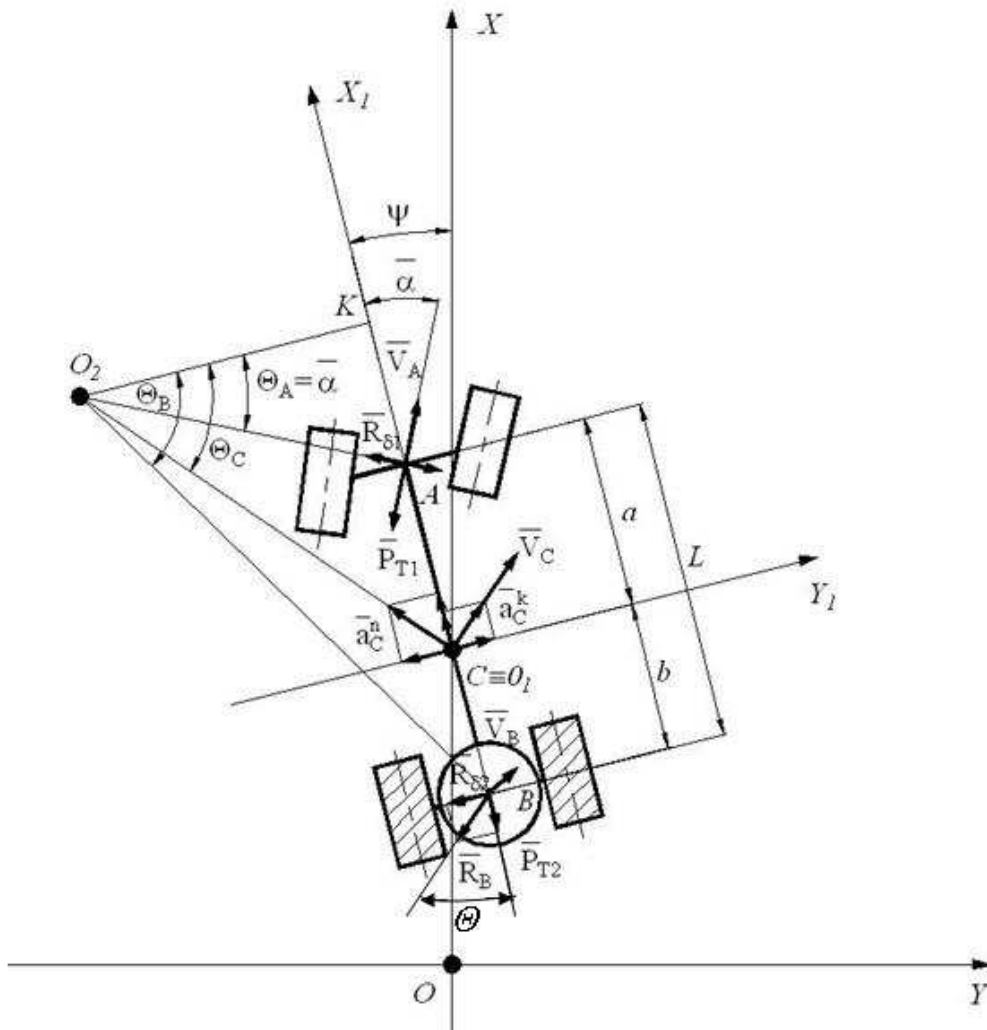


Рисунок 24 – Схема сил, що діють на автомобіль у процесі заносу при гальмуванні й повороті керованих коліс у бік заносу

$$\operatorname{tg} \bar{\alpha} > \omega_z \left( \frac{a m_a}{L R_B} V_{X1} - \frac{L}{V_{X1}} \right). \quad (79)$$

Критична кутова швидкість заносу, за перевищення якої не можна погасити занос шляхом повороту керованих коліс у бік заносу.

$$\omega_{z\text{кр}} = \sqrt{\frac{g}{h \left( 1 + \frac{L}{a} \right)}}. \quad (77)$$

Кутове прискорення автомобіля  $d\omega_z/dt$ , що розвивається при заносі буде рівнятися нулю за виконання умови



$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \frac{\omega_z \frac{dV_{X1}}{dt} \cos^2 \bar{\alpha}}{\varphi \left[ g - h\omega_z^2 \left( 1 + \frac{L}{a} \right) \right]} \left[ 1 + \frac{\frac{\varphi g L \left( 1 - \frac{h}{g} \omega_z^2 \right)}{V_{X1}^2}}{1 - \frac{h}{g} \omega_z^2 \left( 1 + \frac{L}{a} \right)} \right] \quad (78)$$

Із збільшенням  $\bar{\alpha}$  відбувається зменшення необхідної швидкості повороту керованих коліс.

У роботі також досліджено процес динамічної стабілізації автомобіля при заносі в тяговому режимі руху шляхом повороту керованих коліс у бік заносу.

Для покращення поворотності тривісних автомобілів запропоновано спосіб повороту, який заключається в тому, що при вході в поворот відбувається додаткове загальмовування внутрішніх коліс заднього і середнього мостів, а при виході з повороту – загальмовування зовнішніх коліс указаних мостів.

У підрозділі 2.9 нами визначено, що в процесі входу в поворот автомобілів з недостатньою поворотливістю з'являються від'ємні кутові прискорення і кутова швидкість машини в площині дороги. Це обумовлено більш високою швидкістю збільшення кутів відведення передніх коліс у порівнянні із зростанням кутів відведення задніх коліс. Недостатня поворотливість найбільш характерна для тривісних вантажних автомобілів (див. рис. 6.4). На рис. 6.4 показана поява негативного кутового прискорення

$\frac{d\omega_z}{dt} < 0$  при вході автомобіля в поворот  $\left( \frac{d\bar{\alpha}}{dt} > 0 \right)$  і поява позитивного кутового прискорення  $\frac{d\omega_z}{dt} > 0$  при виході автомобіля з повороту  $\left( \frac{d\bar{\alpha}}{dt} < 0 \right)$ .

Щоб уникнути явища появи від'ємного кутового прискорення і кутової швидкості автомобіля в процесі входу в поворот, що погіршує керованість автомобіля і безпеку руху, рекомендується застосування комбінованого способу керування. Алгоритм роботи системи, що покращує поворотність автомобіля полягає в короткочасному загальмовуванні одного або двох коліс внутрішнього борту заднього візка при вході в поворот  $\left( \frac{d\bar{\alpha}}{dt} > 0 \right)$  і загальмовуванні одного або двох коліс зовнішнього борту заднього балансірного візка при виході з повороту  $\left( \frac{d\bar{\alpha}}{dt} < 0 \right)$ .

Для компенсації вказаного ефекту необхідно створювати додатковий повертаючий момент  $M_{\text{од}}$ , направлений в протилежний кутовому прискоренню  $\frac{d\omega_z}{dt}$  бік

$$M_{\text{од}} = P_{T_2}^{\delta} \cdot \frac{B}{2} = -I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = -m \cdot i_z^2 \cdot \frac{d\omega_z}{dt}, \quad (79)$$

де  $P_{T_2}^{\delta}$  – гальмівна сила на колесах внутрішнього або зовнішнього борту задньої вісі автомобіля (заднього балансірного візка тривісного автомобіля)

$$P_{T_2}^{\delta} = \frac{M_T^{\delta}}{r_{\delta}}; \quad (80)$$

$M_T^{\delta}$  – гальмівний момент на відповідних колесах

$$M_T^{\delta} = - \frac{2 \cdot m \cdot V_0 \cdot \frac{i_z^2}{B \cdot L} \cdot r_{\delta}}{\sqrt{\left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (\text{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2\right]^3}} \cdot \frac{d}{dt} (\text{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (81)$$

Величина гальмівного моменту, що компенсує шкідливе кутове прискорення прямопропорційна масі автомобіля, лінійній швидкості руху і величині  $\frac{d}{dt} (\text{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)$ .

Запропонований спосіб керування поворотом дозволяє поліпшити керованість автомобіля з недостатньою поворотливістю на перехідних режимах повороту за рахунок загальмовування коліс внутрішнього або зовнішнього бортів.

## ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що поняття маневреності багатьма авторами пов'язується лише з поворотом. Розвиток відомих способів повороту й поява нових, нетрадиційних способів руху автомобілів, вимагає розширення поняття «маневреність». Пропонується нове визначення маневреності як складної експлуатаційної властивості – це властивість, що характеризує здатність автомобіля до швидкої зміни свого положення щодо поперечного перетину дороги. Найнебезпечнішими з точки зору забезпечення керованості автомобілів є перехідні процеси початку й закінчення маневру (входу в поворот і виходу з нього).

2. Одержані аналітичні залежності дозволяють визначати реакції дороги на колеса машини за традиційного кінематичного способу повороту, як з урахуванням, так і без урахування бічного відведення шин і динамічного перерозподілу навантаження між колесами. Врахування динамічного

перерозподілу вертикальних реакцій між бортами дозволяє всього на 2 % – 4 % підвищити точність визначення бічних реакцій.

3. Швидкість повороту керованих коліс у несталій стадії повороту чинить суттєвий вплив на керованість автомобілів й одну з її властивостей – стійкість. Одержані залежності дозволили, на прикладі автомобіля Урал 4320 у двовісному виконанні, визначити граничну кутову швидкість повороту керованих коліс, яка складає  $\dot{\alpha}_{\max} \cong 60 \text{ c}^{-1}$  для інтервалу лінійних швидкостей руху  $V = 5,55\text{--}11,11 \text{ м/с}$ .

4. Запропонований в якості критерію коефіцієнт керованості дозволив оцінити здатність автомобіля до входу в поворот. У діапазоні реальних значень параметрів автомобілів його величина знаходиться в межах  $1 \leq K_{\text{кер}} \leq 3$ . У початковий момент входу в поворот дво- і тривісні автомобілі за інших однакових геометричних параметрів мають однакове значення коефіцієнта керованості, але надалі тривісний автомобіль має менші значення вказаного критерію. У сталому режимі повороту керованість тривісного автомобіля поліпшується із зростанням лінійної швидкості руху.

5. В автомобілів з недостатньою керованістю в початковий момент входу в поворот з'являються від'ємні значення кутового прискорення й кутової швидкості в площині дороги, що підтверджено результатами експериментальних досліджень на прикладі автомобіля Урал-4320. При виході з повороту, навпаки, з'являються позитивні значення кутового прискорення й кутової швидкості. Уникнути цього негативного явища можливо за рахунок застосування запропонованого комбінованого способу керування поворотом.

6. Застосування на двовісних автомобілях двох керованих мостів дозволяє:

- до двох разів зменшити мінімальний радіус повороту автомобіля;
- збільшити до двох разів кутову швидкість і кутове прискорення при повороті автомобіля;
- знизити ймовірність появи від'ємного кутового прискорення автомобіля з недостатньою поворотливістю при вході в поворот:
- зменшити в два рази бічну реакцію дороги на передніх колесах, що забезпечує поліпшення керованості й поворотливості вказаних автомобілів; на дорогах з високим коефіцієнтом опору коченню ведених передніх коліс недоцільно використовувати поворот задніх, оскільки це може призвести до втрати траєкторної стійкості автомобіля.

7. Траєкторія руху автомобіля в несталій стадії маневру з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік залежить від закону руху останніх. За постійної кутової швидкості повороту коліс вказані траєкторії є дугами кола. При моделюванні перехідних процесів входу в маневр і виходу з нього доцільно використовувати синусоїдальний закон зміни кутової швидкості повороту керованих коліс. Одержані критеріальні залежності дозволяють визначити граничні (критичні) за умови збереження стійкості руху автомобіля кутову швидкість і кут повороту керованих коліс.

8. Бічні реакції на колесах автомобіля виникають як в сталих, так і в несталих стадіях маневру і призводять до появи бічного відведення шин, що в поєднанні з динамічним перерозподілом вертикальних реакцій в несталій стадії маневру чинить вплив на орієнтацію подовжньої вісі автомобіля, але не впливає на траєкторію руху його центру мас. Бічні реакції дороги на ведучих колесах автомобіля менше ніж на ведених. У повнопривідних автомобілів у сталій стадії маневру появу бічних реакцій на колесах можна уникнути при виборі розподілу тягових сил між осями  $K_R = b/L$ .

9. Динамічний спосіб здійснення повороту може бути реалізований наступними трьома варіантами:

- швидкісним;
- силовим;
- комбінованим.

При швидкісному способі поворот здійснюють шляхом розгону коліс зовнішнього борту автомобіля, а при силовому способі – шляхом збільшення крутних моментів та дотичних реакцій на колесах зовнішнього борту.

10. При проектуванні автомобілів з неповоротними колесами і жорсткою рамою необхідно обмежувати максимальне значення коефіцієнта бази (відношення бази автомобіля до колії). Максимальне допустиме значення вказаного коефіцієнту можна визначити з використанням запропонованих залежностей. Якнайменше значення максимально допустимого коефіцієнта бази можливо реалізувати на полі, підготовленому під посів і на сухій ґрунтовій дорозі, а найбільше – на асфальтобетонному шосе. Якнайменше значення максимально допустимого коефіцієнта бази реалізується на будь-якому типі шляху при  $b/L=0,56$ .

11. Визначені необхідні кути повороту й кутові швидкості повороту передніх керованих коліс при стабілізації курсового кута шляхом повороту останніх у бік заносу при русі автомобіля в тяговому й гальмівному режимах. Визначено діапазон стійких лінійних швидкостей автомобіля, в якому немає необхідності повертати керовані колеса в бік заносу. Визначено критичне значення кутової швидкості автомобіля при заносі в процесі гальмування із заблокованими задніми колесами. При перевищенні вказаного кутового обурення здійснити динамічну стабілізацію курсового кута неможливо. При рівномірному русі в тяговому режимі автомобіль стійкий.

12. Запропонований спосіб керування поворотом дозволяє поліпшити керованість автомобілів з недостатньою повороткістю на перехідних режимах повороту за рахунок загальмовування коліс внутрішнього або зовнішнього бортів.

13. Отримані в результаті дослідження закони керування рухом коліс автомобіля при відомих і перспективних способах виконання маневру можуть бути реалізовані в електромобілях та автомобілях з комбінованим енергоустаткуванням з використанням бортових мехатронних систем.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Бобошко А. А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2006. 172 с.
2. Динамика автомобиля / Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко А. А. и др. / Под ред. М. А. Подригало. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. 423 с.
3. Бобошко А. А. Кинематические параметры поворота автомобилей с несколькими управляемыми мостами. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*. 2005. № 6(88). С. 266–268.
4. Бобошко А. А. Оценка устойчивости положения автомобиля при повороте передних и задних колес в одну сторону. *Вісник ХНАДУ*. 2006. Вып. 32. С. 64–67.
5. Бобошко А. А. Исследование реакций дороги на передних и задних управляемых колесах автомобиля при повороте их в одну сторону. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*. 2007. № 6(112). С. 81–86.
6. Бобошко А. А. Оценка управляемости колесных машин при повороте динамическим способом. *Вісник НТУ «ХПИ». Автомобіле- та тракторобудування*. 2007. № 12. С. 34–43.
7. Бобошко А. А. Исследование движения автомобиля со всеми управляемыми колесами при повороте их в одну сторону. *Вестник ХНАДУ*. 2007. Вып. 38. С. 129–133.
8. Бобошко А. А. Определение взаимосвязи между компонентами реакций дороги на колеса автомобиля при движении на повороте. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Транспортна енергетика в рослинництві*. 2007. Вып. 60. С. 169–178.
9. Бобошко А. А. Определение реакций дороги на колесах автомобиля при повороте с учетом бокового увода шин. *Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал*. 2007. № 2. С. 36–41.
10. Бобошко А. А. Управляемость автомобиля при движении на повороте с отключенным двигателем. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва*. 2008. Вып. 69. С. 381–387.
11. Бобошко А. А. Влияние закона управления поворотом управляемых колес в одну сторону на траекторию движения автомобиля «крабом». *Вісник НТУ «ХПИ». Автомобіле- та тракторобудування*. 2008. № 58. С. 98–103.
12. Бобошко А. А. Сравнение показателей управляемости трехосного грузового автомобиля и его двухосной модификации. *Вісник*

- Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*. 2008. № 7(125). Частина 2. С. 64–167.
13. Бобошко О. А. Вплив бічного відведення шин на додаткові витрати потужності двигуна при повороті вантажних автомобілів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2008. Вип. 75. Том 1. С. 476–480.
  14. Бобошко А. А. Управляемость двух- и трехосных грузовых автомобилей при реализации предельных сил по сцеплению колес с дорогой. *Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал*. 2008. № 1. С. 119–125.
  15. Бобошко А. А. Определение реакций дороги на колесах автомобиля с несколькими управляемыми мостами при повороте. *Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник*. 2009. № 1 (8). С. 60–63.
  16. Подригало М. А., Бобошко А. А. Оценка способности колесной машины ко входу в поворот. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2005. Вип. 41. С. 128–134.
  17. Бобошко А. А., М. А. Подригало М. А., Варваров Л. Н. Оценка устойчивости движения автомобиля при повороте передних и задних колес в одну сторону. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. 2006. Вип. 44. Т. 1. С. 32–41.
  18. Подригало М. А., Бобошко А. А., Русавский А. Д. Сравнительный анализ управляемости двух- и трехосных автомобилей. *Вісник НТУ «ХПИ». Автомобіле- та тракторобудування*. 2006. № 6. С. 98–104.
  19. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения/ Бобошко А. А. и др. *Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник*. 2008. № 217. С. 5–15.
  20. Динамическая стабилизация курсового угла автомобиля при заносе путем поворота управляемых колес / Бобошко А. А. и др. *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки*. 2008. Вып. 16. С. 61–64.
  21. Количественная оценка поворачиваемости автомобилей / Бобошко А. А. и др. *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки*. 2011. Вып. 27. С. 65–69.
  22. Бобошко О. А. Яценко К. Г. Аналіз властивостей маневреності засобів рухомості зенітних ракетних комплексів та вибір критеріїв їх оцінки. *Системи озброєння і військова техніка*. 2013. № 4 (36). С. 40–43.
  23. Бобошко О. О. та ін. Застосування комбінованого способу керування для здійснення руху автомобіля «крабом». *Вестник Харьковского*

національного автомобільно-дорожного університета. 2016. Вып. 75. С. 134–138.

24. Энергетический поход к оценке технического состояния автомобиля / М. А. Подригало, А. А. Бобошко, В. И. Гацько и др. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2017. № 2 (6). С. 116–123.
25. Podrigalo, M., Turenko, A., Bogomolov, V., Klets, D. et al., “Increase of Stability for Motor Cars in Service Braking,” SAE Technical Paper 2018-01-1880, 2018, doi:10.4271/2018-01-1880.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів дисертації:*

26. Подригало М. А., Бобошко А. А. Клец Д. М. Динамічна стабілізація курсового кута автомобіля при гальмуванні засобом повороту керованих коліс. *Західний науковий центр транспортної академії України. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Щорічний науково-виробничий журнал*. 2008. № 15. С. 198–201.
27. Бобошко А. А. Исследование движения автомобиля со всеми управляемыми колесами при повороте их в одну сторону. *«Транспортные системы Сибири»* : Труды III Всероссийской научно-технической конференции 24-25 ноября 2005. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. С. 23-25.
28. Бобошко А. А. Оценка управляемости колесных машин с несколькими управляемыми мостами. *«Транспорт, экология – устойчивое развитие»* : Сборник докладов XV Научно-технической конференции Технического университета Варна 21-23 мая 2009 г. Варна : Технический университет Варна, 2009. С. 490–493.
29. Бобошко О.О. та ін. Застосування комбінованого способу керування для здійснення руху автомобіля «крабоном». *«Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців»* : Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з дня народження професора А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожного університету 20-21 жовтня 2016 р., Харків : ХНАДУ, 2016. С. 155.
30. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / М. А. Подригало, А. А. Бобошко, В. И. Гацько и др. *«Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»* : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції 23–25 жовтня 2017 р., Вінниця : ВНТУ, 2017. С. 48–50.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

31. Спосіб керування поворотом транспортного засобу : пат. 40814 UA : МПК В60Т 1/100 (2009). № и 2008 13743 ; заявл. 28.11.08; опубл. 27.04.09, Бюл. № 8.

## АНОТАЦІЯ

**Бобошко О. А.** Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України. – Харків, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми підвищення технічного рівня автомобілів за рахунок поліпшення їх властивостей маневреності. У роботі отримав подальший розвиток системний підхід до оцінки маневреності автомобілів і її властивостей. Отримала подальший розвиток теорія повороту автомобілів з передніми керованими колесами й усіма керованими колесами. Вперше отримано взаємозв'язок між кутами відведення коліс передньої та задньої осей і реакціями дороги, що діють на ці вісі, запропоновано коефіцієнт керованості в якості критерію здатності автомобіля до входу в поворот, визначені параметри виконання маневру «рух крабом» автомобіля під час повороту передніх і задніх коліс в один бік і на один і той же кут; визначені раціональні параметри процесу динамічної стабілізації автомобіля шляхом повороту керованих коліс в бік заносу в тяговому і гальмівному режимах. Отримала подальший розвиток теорія повороту автомобілів динамічним способом, визначені різновидності повороту таким способом. Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені на виробничих підприємствах та в наукових установах. Найбільш вагомим є впровадження отриманих у роботі математичних моделей маневрування автомобілів при повороті й виконанні маневру «рух крабом». Запропоновані критерії оцінки керованості і стійкості дають можливість на етапі проектування формувати відповідні сучасному технічному рівню властивості маневреності автомобілів.

**Ключові слова:** маневреність, керованість, стійкість руху, легкість керування, поворотливість, рух «крабом», динамічний спосіб повороту.

## АННОТАЦИЯ

**Бобошко А. А.** Научные основы повышения показателей маневренности автомобилей. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины. – Харьков, 2019.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-прикладной проблемы повышения технического уровня автомобилей за счет улучшения их свойств маневренности. В работе получил последующее развитие системный подход к оценке маневренности автомобилей и ее свойств. Получила



последующее развитие теории поворота автомобилей с передними управляемыми колесами и всеми управляемыми колесами. Впервые получена взаимосвязь между углами увода колес передней и задней осей и реакциями дороги, что действуют на эти оси, предложен коэффициент управляемости в качестве критерия способности автомобиля к входу в поворот, определены параметры выполнения маневра «движение крабом» автомобиля во время поворота передних и задних колес в одну сторону и на один и тот же угол; определены рациональные параметры процесса динамической стабилизации автомобиля путем поворота управляемых колес в сторону заноса в тяговом и тормозном режимах. Получила последующее развитие теория поворота автомобилей динамическим способом, определены разновидности поворота таким способом. Предложенные критерии оценки управляемости и устойчивости дают возможность на этапе проектирования формировать соответствующие современному техническому уровню свойства маневренности автомобилей. Определены необходимые углы поворота и угловые скорости поворота передних управляемых колес при стабилизации курсового угла путем поворота последних в сторону заноса при движении автомобиля в тяговом и тормозном режимах. Определен диапазон устойчивых линейных скоростей автомобиля, в котором нет необходимости поворачивать управляемые колеса в сторону заноса. Определено критическое значение угловой скорости автомобиля при заносе в процессе торможения с заблокированными задними колесами. При превышении указанного углового возмущения осуществить динамическую стабилизацию курсового угла невозможно. При равномерном движении в тяговом режиме автомобиль устойчив. Предложенный способ управления поворотом позволяет улучшить управляемость автомобилей с недостаточной поворачиваемостью на переходных режимах поворота за счет затормаживания колес внутреннего или внешнего бортов. Основные положения диссертации внедрены «110 Харьковским автомобильным ремонтным заводом», «Ассоциацией предприятий по производству тракторов, двигателей и запасных частей «Укртрактор», ОАО «Харьковский тракторный завод», ГП «Институт машин и систем» Минпромполитики НАН Украины, ХК «АвтоКраз», Национальным научным центром «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства». Наиболее весомым есть внедрение полученных в работе математических моделей маневрирования автомобилей при повороте и выполнении маневра «движение крабом».

**Ключевые слова:** маневренность, управляемость, устойчивость движения, легкость управления, поворачиваемость, движение «крабом», динамический способ поворота.

## ABSTRACT

**O. Boboshko.** Scientific bases of increasing the indicators of motor vehicle maneuverability. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Doctoral thesis in Engineering Science in specialty 05.22.02 – Automobiles and tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Kharkiv, 2019

The thesis is devoted to the solution of the actual scientific and applied problem of increasing the technical level of wheeled motor vehicles by improving their maneuverability properties. The system approach to assessing the maneuverability of wheeled vehicles and their properties has been further developed. The theory of making a turn by front directive wheel vehicles and all directive wheel ones has been improved. For the first time, the correlation of the front and rear axled wheel slip angles and the road responses affecting on these axles has been obtained. The control coefficient has been proposed as a criterion for the vehicle ability to negotiate a road bend. The parameters of making the maneuver of crablike movement by a vehicle have been determined during steering the front and rear wheels in one direction and at the same angle. The rational parameters of the process of wheeled vehicle dynamic control have been determined by steering the directive wheels in the direction of sidewise skidding in the tracking and braking conditions. The theory of making a turn by a wheeled motor vehicle in a dynamic condition has been further developed and different kinds of turnings have been defined with it. The principal thesis scientific issues, development results and recommendations have been phased in and applied at the scientific institutions. The most important result is the introduction of the obtained mathematical models of wheeled vehicles' maneuvering during making the both the turn and the maneuver of crablike movement. The proposed criteria for assessing readability and stability give an opportunity to model maneuverability properties of wheeled motor vehicles in full compliance with the up-to-date performance standards at the design stage.

**Key words:** maneuverability, readability, stability, easy to drive, turning ability, crablike movement, dynamic way of turning.