

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Бобошко Олександр Андрійович

УДК 629.3.017

ДИСЕРТАЦІЯ
НАУКОВІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ
АВТОМОБІЛІВ

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі і трактори
Галузь знань – 27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

О. А. Бобошко

Науковий консультант: Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2019

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 (274 – Автомобільний транспорт) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України, Харків, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми підвищення технічного рівня автомобілів за рахунок поліпшенням їх властивостей маневреності.

На основі аналізу відомих досліджень і публікацій встановлено, що поняття маневреності автомобіля багатьма авторами пов'язується лише з її поворотом. Розвиток відомих способів повороту і поява нових, нетрадиційних способів руху автомобілів, вимагає розширення поняття «маневреність». Пропонується нове визначення маневреності як складної експлуатаційної властивості – це властивість, що характеризує здатність машини до швидкої зміни свого положення щодо втраченого перетину дороги. Найнебезпечнішими з точки зору забезпечення керованості автомобілів є перехідні процеси початку і закінчення маневру (входу в поворот і виходу з нього).

Одержані аналітичні залежності дозволяють визначати реакції дороги на колесах 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.

Швидкість повороту керованих коліс в несталій стадії повороту чинить суттєвий вплив на керованість автомобілів і одну з її властивостей –

стійкість. Одержані залежності дозволили, на прикладі автомобіля Урал 4320 в двовісному виконанні, визначити граничну кутову швидкість повороту керованих коліс, яка складає $\dot{\alpha}_{\max} \cong 60 \text{ c}^{-1}$ для інтервалу лінійних швидкостей руху $V = 5,55\text{--}11,11 \text{ м/с}$.

Запропонований в якості критерію коефіцієнт керованості дозволив оцінити здатність машини до входу в поворот. В діапазоні реальних значень параметрів автомобілів його величина знаходиться в межах $1 \leq K_{\text{кер}} \leq 3$. В 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. В сталому режимі повороту керованість тривісного автомобіля поліпшується із зростанням лінійної швидкості руху.

У автомобілів з недостатньою керованістю в початковий момент входу в поворот з'являються від'ємні значення кутового прискорення і 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 і кутової швидкості. Уникнути цього негативного явища можливо за рахунок застосування запропонованого комбінованого способу керування поворотом.

Застосування на двовісних автомобілях двох керованих мостів дозволяє:

- у два рази зменшити мінімальний радіус повороту машини;
- збільшити в два рази кутову швидкість і кутове прискорення при повороті машини;
- знизити ймовірність появи від'ємного кутового прискорення машини з недостатньою поворотливістю при вході в поворот:
- зменшити в два рази бічну реакцію дороги на передніх колесах, що забезпечує поліпшення керованості і поворотливості вказаних машин. На дорогах з високим коефіцієнтом опору коченню ведених передніх коліс

недоцільно використовувати поворот задніх, оскільки це може призвести до втрати траєкторної стійкості автомобіля.

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.

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 в сталій стадії маневру появу бічних реакцій на колесах можна уникнути при виборі розподілу тягових сил між осями $K_R = b/L$.

Динамічний спосіб здійснення повороту може бути реалізований наступними трьома варіантами: швидкісним, силовим і комбінованим. При швидкісному способі поворот здійснюють шляхом розгону коліс зовнішнього борту машини, а при силовому способі – шляхом збільшення крутних моментів дотичних реакцій на колесах зовнішнього борту.

При проектуванні автомобілів з неповоротними колесами і жорсткою рамою необхідно обмежувати максимальне значення коефіцієнта бази (відношення бази машини до колії). Максимальне допустиме значення вказаного коефіцієнту можна визначити з використанням запропонованих у роботі залежностей. Якнайменше значення максимально допустимого коефіцієнта бази можливо реалізувати на полі, підготовленому під посів і на сухій ґрунтовій дорозі, а найбільше – асфальтобетонному шосе. Якнайменше

значення максимально допустимого коефіцієнта бази реалізується на будь-якому типі шляху при $b/L=0,56$.

Визначені необхідні кути повороту і кутові швидкості повороту передніх керованих коліс при стабілізації курсового кута шляхом повороту останніх у бік заносу при русі автомобіля в тяговому і гальмівному режимах. Визначений діапазон стійких лінійних швидкостей автомобіля, в якому немає необхідності повертати керовані колеса у 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.

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

В роботі отримав подальший розвиток системний підхід до оцінки маневреності автомобілів і її властивостей. Отримала подальший розвиток теорія повороту автомобілів з передніми керованими колесами і усіма керованими колесами.

Вперше отримано взаємозв'язок між кутами відведення коліс передньої і задньої осей і реакціями дороги, що діють на ці вісі, запропоновано коефіцієнт керованості в якості критерію здатності машини 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 у виробничих підприємствах та наукових установах. Найбільш вагомим є впровадження отриманих в роботі математичних моделей маневрування автомобілів при повороті і виконанні маневру «рух крабом». Запропоновані критерії оцінки керованості і стійкості дають можливість на етапі проектування формувати відповідні сучасному технічному рівню властивості маневреності автомобілів.

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

Основні положення дисертації впроваджені 110 Харківським автомобільним ремонтним заводом, Асоціацією підприємств з виробництва тракторів, двигунів і запасних частин «Укртрактор», ВАТ «Харківський тракторний завод», ДП «Інститут машин і систем» Мінпромполітики НАН України, ХК «АвтоКраз».

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

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. Вип. 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. Вип. 69. С. 381–387.

11. Бобошко А. А. Влияние закона управления поворотом управляемых колес в одну сторону на траекторию движения автомобиля «крабом». *Вісник НТУ «ХПІ». 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 «ХПІ». 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 национального автомобильно-дорожного университета*. 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 автотransпортних 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 «крабом». *«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-дорожнього 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.

ABSTRACT

Boboshko O. Scientific basis for improving the skill of cars. – Qualifying scientific paper as the manuscript.

Doctoral thesis in Engineering Science in specialty 05.22.02 – Automobiles and tractors (274 – Automobiles Transport). – 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.

On the basis of the analysis of well-known studies and publications, it has been established that a lot of authors associate the concept of maneuverability of wheeled vehicles only with their turning. The development of known methods of turning and the emergence of new, non-traditional ways of the wheeled vehicle movement, require the expansion of the concept of "maneuverability."

A new definition of maneuverability as a complex operational property, which characterizes the ability of the vehicle for quick changing of its position relatively to the wasted crossing of the road, is proposed.

The transitional processes of the beginning and finishing the maneuver (that is entering the turn and its leaving) are considered to be the most dangerous in terms of ensuring the wheel drive control.

The obtained analytical dependences allow determining the responses of the road on the wheels of the vehicle according to the traditional kinematic method of making the turn taking and without taking into account the wheel slip angle and the dynamic redistribution of the load between the wheels.

Taking into account the dynamic redistribution of vertical reactions between the sides allows only 2-4% increase in the accuracy of the cornering force determination.

The cornering speed of the directive wheels in the unsteady turning stage has a significant impact on steering wheeled vehicles, and one of its properties is stability. The obtained dependences (as an example a full design Ural-4320 was taken) allowed determining the maximum angular cornering speed of the directive wheels, which is $\dot{\alpha}_{\max} \cong 60 \text{ c}^{-1}$ for the interval of linear velocities of 5.55-11.11 m/s.

The control coefficient has been offered as a criterion and allowed estimating the ability of the vehicle to enter the turn. In the range of the real values of the vehicle parameters, its value is within the range of $1 \leq K_{kep} \leq 3$. At the initial moment of entering the turn, two- and three-axle vehicles under the other identical geometric parameters have the same value of the control coefficient, but the three-axle vehicle has lower values of the given criterion.

In a steady rotation mode, the control of a three-axle vehicle is improved along with increasing linear speed.

Vehicles with insufficient steering at the initial moment of entering the turn have negative values of angular acceleration and cornering speed within the road, which is confirmed by the results of experimental research on the example of Ural-4320. But leaving the turn, on the contrary, the positive values of angular acceleration and cornering speed are stated. Avoiding this negative phenomenon is possible due to the application of the proposed combined turning control method.

The application of two steering axles on two-axle vehicles allows:

- double reduction of the minimum radius of the vehicle turning;
- cornering speed and angular acceleration double increase when the vehicle makes the turn;
- reduction of the probability of negative angular acceleration of a vehicle with insufficient ability to make the turn entering it:
- double reduction of the front wheels cornering force of the road, which provides improved steering and cornering ability of the mentioned vehicles.

On the roads with a high rolling resistance coefficient, it is inappropriate to use the rear wheel turning, as this can result in the loss of the vehicle trajectory stability.

The trajectory of the vehicle movement in the unsteady stage of maneuvering with the turning of the front and rear steering wheels in one direction depends on the law of motion of the latter. At the constant angular velocity of turning the wheels, the mentioned trajectories are the arcs of a circle. When simulating the transition processes of entering and leaving the maneuver it is substantial to use the sinusoidal law of changing the cornering speed of steering wheels. The obtained criterion dependences allow determining the boundary critical cornering speed and angle of turning steering wheels under the conditions of the vehicle movement stability.

Side reactions on the vehicle wheels arise in the both steady and unsteady stages of maneuver and results in the tire slip, which, involving the dynamic redistribution of vertical reactions in the unstable stage of maneuver, affects the orientation of the vehicle's center line, but does not affect the trajectory of centroidal motion. Side reactions of the road on the driving wheels of the vehicle are less than on the directive ones. In all-wheel drive vehicles in the steady stage of maneuver the wheels cornering power can be avoided when choosing the distribution of traction forces between the axles as follows: $\gamma_T = b/L$.

A dynamic way to make a turn can be made by the following three options: a high speed option, a power option and a combined one. In the high-speed mode, the turn is carried out by the acceleration of the outer side wheels of the vehicle, and in the power mode it is made by increasing the torque of tangential reactions of the outer board wheels.

When designing wheeled vehicles with fixed wheels and a rigid framework, it is necessary to limit the maximum value of the framework coefficient (the ratio of the vehicle framework to the track). The maximum permitted value of the given coefficient can be determined using the dependences proposed in the work. The least maximum permitted value of the framework coefficient is possible to receive

on the field ready for seeding and on a dry ground road, and the highest one of all is received on an asphalt concrete highway. The least maximum value of the framework coefficient is received on any type of path at $b/L = 0.56$.

The necessary angles of turning and cornering speed of the front directive wheels are determined under the stabilization of the azimuth by turning the front directive wheels towards the skid when driving the vehicle in the traction and braking modes. The range of the vehicle's steady linear speeds, in which there is no need to turn the steering wheels towards the skid, is defined.

The critical value of the cornering speed of the drifting vehicle during the braking with the blocked (disabled) rear wheels is determined. Under the conditions of exceeding the given angular drag, it is impossible to make a dynamic stabilization of the angular rate. The vehicle with a uniform movement under the traction mode is stable.

The proposed method of controlling the turn makes it possible to improve the vehicle steering with insufficient cornering ability in the transitional modes of turning due to slowing the inner or outer side wheels down.

The system approach to assess 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 enter the turn. 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 the 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.

The experimentally obtained laws to control the movement of the wheels of the vehicle with known and perspective methods of maneuvering can be implemented in electric vehicles and cars with combined power equipment using on-board mechatronic systems.

The main provisions of the thesis are introduced by Kharkiv Automobile Repair Plant №110, 'Ukrtractor'(the Association of Enterprises for Producing Tractors, Engines and Spare Parts), Kharkiv Tractor Plant OJSC, State Enterprise Institute of Machinery and Systems SOE of Ministry of Industrial Policy of the National Academy of Sciences of Ukraine, and 'AutoKraz'.

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

LIST OF PUBLISHED WORKS ON THE THIRD DIRECTORY

Scientific papers, in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Boboshko A. A. Non-conventional methods of maneuvering wheeled vehicles. Kharkov: Publishing house HNAHU, 2006. 172 p.
2. The dynamics of the car / Podrigalo M. A., Volkov V. P., Boboshko A. A. et al. / Ed. M.A. Podrigalo. Kharkov: HNAHU Publishing House, 2008. 423 p.

3. Boboshko A. A. Kinematic parameters of turning cars with several controlled bridges. Bulletin of the Ukrainian National National University V. Dahl. 2005. No. 6 (88). Pp. 266-268.
4. Boboshko A. A. Estimation of the stability of the position of the vehicle when turning the front and rear wheels in one direction. Visnyk HNADU. 2006. Vol. 32. P. 64–67.
5. Boboshko A. A. Study of the reactions of the road on the front and rear steering wheels of the car when turning them in one direction. Bulletin of the Ukrainian National National University V. Dahl. 2007. № 6 (112). Pp. 81–86.
6. Boboshko A. A. Assessment of the controllability of wheeled vehicles when turning in a dynamic way. Bulletin of NTU "KhPI". Avtomobilya tractorbuduvannya. 2007. No. 12. P. 34–43.
7. Boboshko A. A. Study of the movement of a car with all the steering wheels when turning them in one direction. Messenger HNADU. 2007. Vol. 38. P. 129–133.
8. Boboshko A. A. Determination of the relationship between the components of the reactions of the road to the wheels of the car when cornering. Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. Транспорт і енергетика в рослинництві. 2007. Вип. 60. pp. 169–178.
9. Boboshko A. A. Determination of the reactions of the road on the wheels of the car when turning, taking into account the lateral drift of tires. Mekhanika that machinebudding. Science and Technology Journal. 2007. No. 2. P. 36–41.
10. Boboshko A. A. Driving a car when cornering with the engine turned off. Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. Проблеми надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва. 2008. Вип. 69. pp. 381–387.

11. Boboshko A. A. Influence of the law of control of the steer of the steered wheels in one direction on the trajectory of the vehicle “crab”. Bulletin of NTU "KhPI". Avtomobilya tractorbuduvannya. 2008. No. 58. P. 98–103.
12. Boboshko A. A. Comparison of the three-axle truck and its two-axle modifications. Bulletin of the Ukrainian National National University V. Dahl. 2008. No. 7 (125). Chastina 2. S. 64–167.
13. Boboshko OA Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. Mechanical production with virobnitstva. 2008. Vip. 75. Volume 1. P. 476–480.
14. Boboshko A. A. Manageability of two- and three-axle trucks in the implementation of the limiting forces on the adhesion of wheels to the road. Mekhanika that machinebudding. Science and Technology Journal. 2008. No. 1. P. 119–125.
15. Boboshko A. A. Determination of the reactions of the road on the wheels of a car with several steering axles when turning. Visti avtomobilno-derevnogo institute. Science-Virobnic Zbirnik. 2009. № 1 (8). Pp. 60–63.
16. Podrigalo M. A., Boboshko A. A. Assessment of the ability of the wheeled vehicle to enter the turn. Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. Mechanical production with virobnitstva. 2005. VIP. 41. pp. 128-134.
17. Boboshko A. A., M. A. Podrigalo M. A., Varvarov L. N. Estimation of the stability of the movement of a car when turning the front and rear wheels in one direction. Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. 2006. VIP. 44. T. 1. P. 32–41.
18. Podrigalo M. A., Boboshko A. A., Rusavsky A. D. Comparative analysis of the handling of two-and three-axle vehicles. Bulletin of NTU "KhPI". Avtomobilya tractorbuduvannya. 2006. No. 6. P. 98–104.
19. The stability of the car with small random deviations of the steered wheels from the neutral position / Boboshko A. A., et al. Attachment of the

- automobile and road institute. Science-Virobnic Zbirnik. 2008. No. 217. P. 5–15.
20. Dynamic stabilization of the course angle of the car when skidding by turning the steering wheels / Boboshko A. A. and others. Scientific notes of the Crimean Engineering Pedagogical University. Technical science. 2008. Vol. 16. pp. 61–64.
 21. Quantitative assessment of the understeer of cars / Boboshko A. A. and others. Scientific notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University. Technical science. 2011. Vol. 27. P. 65–69.
 22. Boboshko, O. A. Yatsenko, KG. An Analysis of Powerfulness, Maneuvering, Suspension of Central Zenith Missile Complexes, and Vibir Criteria; System ozbroennya i viyskova tehnika. 2013. № 4 (36). Pp. 40–43.
 23. Boboshko O.O. that ih. Zastosuvannya kombinovannogo method Keruvannya for otsuysnennya rukhu avtomila "crab." Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Highway University. 2016. Vol. 75. pp. 134–138.
 24. The energy approach to the assessment of the technical condition of the car / M. A. Podrigalo, A. A. Boboshko, V. I. Gatsko, et al.
 25. Podrigalo, M., Turenko, A., Bogomolov, V., Klets, D. et al., “Increasing the Braking,” SAE Technical Paper 2018-01-1880, 2018, doi: 10.4271 / 2018-01-1880.

Scientific works certifying approbation of the scientific results of the dissertation:

26. M.A. Podrigalo, A.A. Boboshko. D. M. Klets, Dynamic Stabilization of the Course Car Kut at the Galmuvano Area of the Kerovani Colis. Zakhidnyy naukovy center of transport academy of Ukraine. Project, virobnitstvo ta kspluatatsiya autotransport vobni i poїzdіv. Shchorny naukovno-virobnichy magazine. 2008. No. 15. P. 198–201.

27. Boboshko A. A. Study of the movement of a car with all the steering wheels when turning them in one direction. "Transport Systems of Siberia": Proceedings of the 3rd All-Russian Scientific and Technical Conference November 24-25, 2005. Krasnoyarsk: KSTU CPI, 2005. p. 23-25.
28. Boboshko A. A. Assessment of the controllability of wheeled vehicles with several controlled bridges. "Transport, Ecology - Sustainable Development": Collection of reports of the XVth Scientific and Technical Conference of the Technical University of Varna, May 21-23, 2009. Varna: Technical University of Varna, 2009. p. 490–493.
29. Boboshko O.O. etc. Application of the combined control method for the car's "crab" movement. "The latest technologies in the automobile industry, transport and preparation of specialists: Scientific works of the International scientific-practical and scientific-methodical conference devoted to the 85th anniversary of the automobile department and the 100th anniversary of the birth of Professor A. B. Gredeskul Kharkiv National Automobile and Highway University, October 21, 2016, Kharkov: KhNAHU. 2016. S. 155.
30. Energy approach to the assessment of the technical condition of the car / M. A. Podrigalo, A. A. Boboshko, V. I. Gatzko and others. "Modern technologies and prospects of development of automobile transport": Materials of the X International Scientific and Practical Conference 23–25 Zhovtnya 2017 b., Vinnitsa: VNTU, 2017. p. 48–50.

Scientific works, which additionally reflect the scientific results of the dissertation:

31. Method of controlling the rotation of the vehicle: p. 40814 UA: MPK V60T 1/100 (2009). No. 2008 13743; stated. 28.11.08; published 04/24/09, Bul. No. 8

ЗМІСТ

Вступ.....	25
Розділ 1 Властивості маневреності автомобілів і способи її підвищення...	31
1.1 Аналіз властивостей маневреності автомобілів і критерії їх оцінки	39
1.2 Відомі і перспективні способи виконання маневру колісними машинами	39
1.3 Проблеми забезпечення маневреності автомобілів і потягів на їх базі.....	49
1.4 Раціональні закони управління поворотом автомобілів	53
1.5 Постановка задач дослідження	60
Розділ 2 Дослідження повороту автомобілів з передніми керованими колесами	62
2.1 Визначення взаємозв'язку між компонентами реакцій дороги на колесах двовісного автомобіля	62
2.1.1 Без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля	62
2.1.2 З урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля	68
2.1.3 Визначення дотичних реакцій на ведучих колесах задньопривідних і передньопривідних автомобілів	71
2.1.4 Визначення умов втрати автомобілем стійкості і керованості.....	73
2.2 Визначення реакцій дороги на колесах передньої і задньої осей автомобіля з урахуванням бічного відведення шин	82
2.3 Режими керування автомобілем за руху на повороті	88
2.4 Керованість автомобіля за руху на повороті з відключеним двигуном.....	96
2.5 Оцінка здатності автомобіля до входу в поворот	101

2.6 Порівняльний аналіз керованості дво- і тривісних вантажних автомобілів	109
2.7 Керованість дво- і тривісних вантажних автомобілів за реалізації граничних сил за зчепленням коліс з дорогою	120
2.8 Оцінка додаткових затрат потужності двигуна на поворот дво- і тривісних автомобілів з урахуванням бічного відведення шин	125
2.9 Керованість автомобіля з урахуванням бічного відведення шин	129
2.9.1 Кутове прискорення автомобіля	129
2.9.2 Визначення коефіцієнта керованості автомобіля	131
2.9.3 Моделювання зміни кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля при повороті	136
2.10 Експериментальні дослідження керованості дво- і тривісних вантажних автомобілів	140
2.10.1 Програма-методика експериментальних досліджень	140
2.10.2 Тарування елементів вимірювального комплексу	147
2.10.3 Оцінка похибки експериментальних досліджень	149
2.10.4 Обробка результатів експериментальних досліджень	152
2.11 Висновки за розділом 2	159
Розділ 3 Поворот автомобілів з декількома керованими мостами	161
3.1 Кінематичні параметри повороту двовісної машини зі всіма керованими мостами	161
3.2 Порівняльна оцінка керованості і поворотливості автомобілів з одним і двома керованими мостами	167
3.3 Визначення реакцій дороги на колесах автомобіля при повороті і відсутності бічного відведення	173
3.4 Висновки за розділом 3	179
Розділ 4 Дослідження руху автомобіля при повороті передніх і задніх коліс в один бік	181

4.1 Визначення траєкторії руху автомобіля з колесами, що не мають бічного відведення	181
4.1.1 Визначення бічних реакцій на колесах	181
4.1.2 Визначення траєкторії руху автомобіля	188
4.2 Дослідження перехідних процесів при вході автомобіля в маневр	193
4.2.1 Визначення траєкторії руху автомобіля за синусоїдального закону зміни кутової швидкості керованих коліс	193
4.2.2 Визначення траєкторії руху автомобіля за експоненціального закону зміни кутової швидкості керованих коліс	199
4.3 Оцінка стійкості руху автомобіля	203
4.3.1 Оцінка стійкості руху повнопривідного автомобіля	204
4.3.2 Оцінка стійкості руху передньопривідного автомобіля	208
4.3.3 Оцінка стійкості руху задньопривідного автомобіля	212
4.4 Оцінка стійкості положення автомобіля	214
4.5 Оцінка динамічного розподілу реакцій дороги між колесами	220
4.5.1 Зміна бічних реакцій на колесах передньої і задньої осей	221
4.5.2 Зміна вертикальних реакцій на колесах передньої і задньої осей	224
4.6 Вплив динамічного розподілу бічних реакцій дороги і відведення шин на параметри руху автомобіля при вході в маневр	228
4.7 Бічні реакції на колесах і відведення шин в сталій стадії маневру	237
4.8 Висновки за розділом 4	241
Розділ 5 Дослідження повороту автомобіля динамічним способом	243
5.1 Оцінка керованості автомобілів при повороті динамічним способом ..	243
5.1.1 Створення різниці кутових швидкостей коліс забігаючого і відстаючого бортів	243
5.1.2 Створення різниці крутних моментів	258
5.2 Коефіцієнт керованості автомобіля за поворотіу динамічним способом	264

5.2.1 При створенні різниці кутових швидкостей коліс забігаючого і відстаючого бортів	264
5.2.2 При створенні різниці крутних моментів	267
5.3 Висновки за розділом 5.....	268
Розділ 6 Способи поліпшення стійкості і керованості автомобілів.....	268
6.1 Динамічна стабілізація курсового кута автомобіля під час заносу шляхом повороту керованих коліс	268
6.1.1 Диференціальні рівняння руху автомобіля під час заносу в процесі гальмування	271
6.1.2 Аналіз диференціального рівняння кутового переміщення автомобіля при гальмуванні.....	275
6.1.3 Диференціальні рівняння руху автомобіля під час заносу в тяговому режимі	280
6.1.4 Аналіз диференціального рівняння кутового переміщення автомобіля під час заносу в тяговому режимі руху.....	285
6.2 Поліпшення поворотливості автомобіля за використання комбінованого способу повороту	286
6.3 Висновки за розділом 6.....	290
Висновки	292
Перелік використаних джерел	296
Додаток А Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації	321
Додаток Б Довідки і акти про упровадження результатів дисертаційної роботи	326

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. 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 методику 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.

РОЗДІЛ 1

ВЛАСТИВОСТІ МАНЕВРЕНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

І СПОСОБИ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

1.1 Аналіз властивостей маневреності автомобілів і критерії їх оцінки

Маневреність є однією з важливих складних експлуатаційних властивостей автомобілів, що визначають ефективність їх використання і безпеку руху.

Дослідженню маневреності, окремих складових її властивостей, а також проблемам їх поліпшення присвячені роботи багатьох дослідників [32]–[87]. Велика кількість наукових робіт присвячена, також, дослідженню маневреності автомобільних поїздів [88]–[104], а також – колісних тракторів і машино-тракторних агрегатів, що виконані на базі останніх [105]–[116]. Аналіз результатів цих робіт дозволив [37], [117], [118] раніше скласти структуру властивостей маневреності як складної експлуатаційної властивості, що включає більш прості (основні) властивості (див. рис. 1.1).

У роботах [37], [118] були проаналізовані різні підходи до формулювання понять «маневреність» і її властивостей. Найчіткішим, на наш погляд, визначенням керованості (див. рис. 1.1) є визначення, дане Закіним Я.Х. [50]. В його трактуванні керованість – це властивість рухомого складу рухатися за траєкторією різної кривизни в результаті дії водія на органи керування – рульове колесо і через рульовий привід на керовані колеса.

Стійкість розглядається також в двох аспектах – стійкість руху і стійкість положення [117], [118]. Крім цього, автори досліджень [119], [120] розрізняють траєкторну і курсову стійкість автомобіля. Нами також запропоновано [37], [117], [118] враховувати при оцінці легкості керування не лише опір повороту керованих коліс, а і опір руху автомобіля на повороті. Ці обидва фактори визначають здатність підсистеми «автомобіль – дорожнє

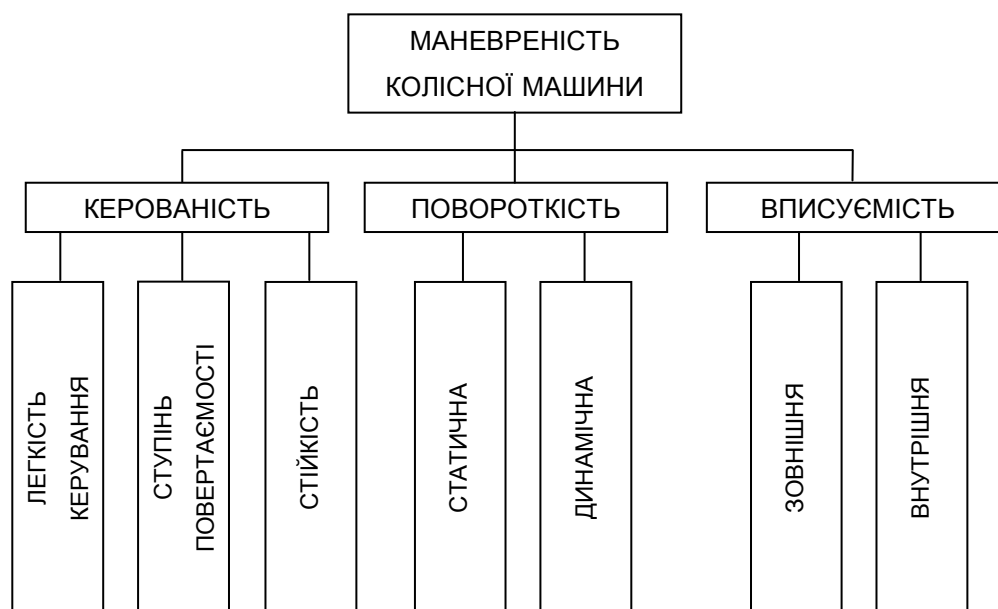


Рисунок 1.1 – Структура властивостей маневреності автомобіля, що запропонована в роботах [137], [138]

середовище» не чинити значного опору керуючим діям. Міра поворотливості характеризує чутливість машини до зміни швидкості руху на повороті.

Традиційно вважалося, що ступінь поворотливості двовісної машини залежить лише від співвідношення коефіцієнтів опору відведенню коліс передньої і задньої осей, а також від координат центру мас машини в горизонтальній площині. Це співвідношення визначає яку міру поворотливості має автомобіль – нейтральну, надмірну або недостатню. Міра поворотливості машини (за заданого тиску повітря в шинах) вважається величиною постійною і підбирається при проектуванні. Проте, нами раніше [37], [117], [118] також показано, що ступінь поворотливості автомобіля в процесі руху можна змінювати, створюючи додатковий повертаючий момент в площині дороги за рахунок створення різниці дотичних реакцій на колесах різних бортів.

Властивість автомобіля здійснювати повороти на траєкторіях якнайбільш можливої кривизни за мінімально-можливою площі на опорній поверхні називається поворотливістю [50].

Інше визначення поворотливості дано в роботі [88]. Відповідно до цього визначення, поворотливість – це властивість машини здійснювати повороти з максимальною кривизною (мінімальним радіусом) на дорозі і на місцевості. Чим більше кривизна можливої траєкторії, тобто чим менше радіус повороту машини, тим краще поворотливість.

Мінімальний радіус повороту служить показником статичної поворотливості машини. Цей показник найбільш важливий, але не дає вичерпної характеристики поворотливості. У ряді випадків важливий не лише сам факт повороту машини з певним радіусом, але і те, за який час і на який кут зможе повернутися машина або наскільки знизиться її швидкість в процесі повороту порівняно з прямолінійним рухом. Такі дані характеризують динамічну поворотливість. Нами, також, раніше запропоновано [37], [117], [118] оцінювати динамічну поворотливість за величиною кутової швидкості машини при русі на повороті. Якщо поворотливість автомобіля виявляється незалежно від зовнішніх обмежень на опорній поверхні і істотно залежить від таких конструктивних параметрів як габаритні розміри, компоновка (довжина бази, передній і задній звіси, ширина), граничний радіус повороту, то вписуємість враховує обмеження на опорній поверхні. Таким чином, вписуємість – властивість рухомого складу, що забезпечує відповідність його габаритної смуги криволінійного руху зовнішнім обмеженням на опорній поверхні [50]. Це визначення відповідає зовнішній вписуємісті. За наявності причіпних ланок у авто- і тракторних поїздів існує внутрішня вписуємість указаних причіпних ланок в габаритну смугу або в колію провідного тягача при їх криволінійному русі.

Розглянуті властивості маневреності відносяться до руху автомобіля на повороті. Проте, останніми роками з'явилися колісні машини (автомобілі і трактори) з усіма керованими колесами, поворот яких здійснюється одночасно в одну сторону [147], [141]. Такий спосіб руху використовується на деяких моделях японських автомобілів для забезпечення паркування. На колісних тракторах такий спосіб руху знайшов застосування в конструкції

дослідного зразка інтегрального трактора ЛТЗ, що виготовлено на Липецькому тракторному заводі [121]. Спосіб руху автомобіля з колесами передньої і задньої осей, поверненими в одну сторону, одержав назву «рух крабом», оскільки нагадує його рух. Вказаний спосіб руху вже не можна називати поворотом, а це – маневр, який може використовуватися при переході з однієї смуги руху в іншу (маневр «переставка»). Застосування такого способу руху забезпечує кращу зовнішню вписуємість машини. Проте, в літературі відсутні дослідження траєкторії руху машини «крабом» за різних законів керування поворотом коліс, не представлені характеристики стійкості руху і положення. Поява нового способу руху вимагає перегляду традиційних властивостей маневреності, введення нових властивостей і перегляду функцій рульового керування.

На наш погляд необхідне нове визначення маневреності як складної експлуатаційної властивості. Маневреність – це складна експлуатаційна властивість, що характеризує здібність автомобіля до швидкої зміни свого положення щодо поперечного перетину дороги.

У теорії автомобіля маневреність традиційно пов'язують з його поворотом. Поворот супроводжується зміною напрямку подовжньої вісі машини щодо первинного напрямку руху. При цьому, курсовим кутом вважається кут між напрямками подовжньої вісі автомобіля в даний і початковий моменти часу. На наш погляд, курсовий кут – це кут між напрямками векторів швидкості центру мас машини в початковий і даний (що розглядається) моменти часу. За нейтральної поворотливості автомобіля в процесі руху «крабом» подовжня вісь машини залишається паралельною напрямку первинного руху, а курсовий кут змінюється, оскільки змінюється напрям вектору швидкості центру мас.

Поява вказаного способу руху вимагає перегляду традиційних поглядів на маневреність і критеріальні оцінки її окремих властивостей. На рис. 1.2 представлена передбачувана автором структура властивостей маневреності автомобіля, що враховує новий спосіб руху «крабом». Відмінність цієї

структури від раніше відомої (рис. 1.1) полягає в тому, що поворотливість є властивістю автомобілів, що змінює своє положення на дорозі традиційними способами повороту, а поперечна рухливість – це властивість, характерна для автомобілів, здатних рухатися «крабом». Оцінкою властивості поперечної рухливості може бути час виконання маневру, максимальна швидкість руху при виконанні маневру.

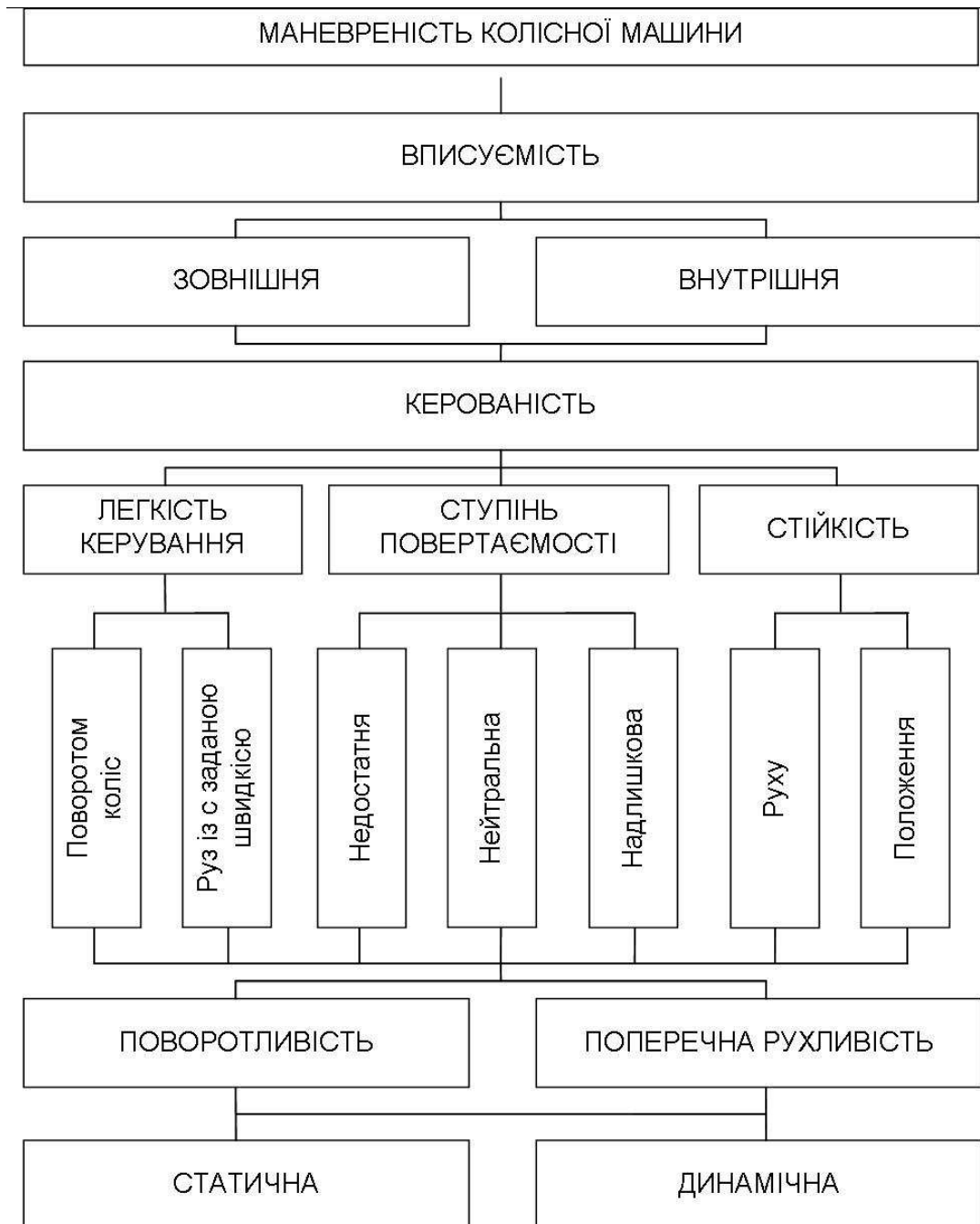


Рисунок 1.2 – Запропонована структура властивостей маневреності автомобілів

У роботі [118] відповідно до розробленої раніше (див. рис. 1.1) структури властивостей маневреності запропоновані критерії оцінки вказаних властивостей. У зв'язку з тим, що нами запропонована нова структура властивостей маневреності (рис. 1.2), то вимагає уточнення і структура критеріїв оцінки. В табл. 1.1 наведені критерії оцінки властивостей маневреності з урахуванням внесених доповнень.

Таблиця 1.1 – Критерії оцінки властивостей маневреності автомобілів

№ п/п	Критерій	Позначення	Формула для розрахунку	Властивість маневреності
1	2	3	4	5
1.	Чутливість до виконання маневру [205]	μ μ_1	$\mu = \frac{dk}{d\alpha_{p.k.}}; \mu_1 = \frac{dk}{d\alpha}$ $\mu = \frac{dy}{d\alpha_{p.x.}}; \mu_1 = \frac{dy}{d\alpha}$	Керованість
2.	Узагальнений критерій Фаробіна Я.Е. [156]	Y_{B-M}	$Y_{B-M} = \alpha_1 \frac{V_s}{V_{\max}} + \alpha_2 \frac{Q_{np}}{Q_s} + \alpha_3 \frac{\mathfrak{E}_{np}}{\mathfrak{E}_s}$	Керованість
3.	Критерій керованості Смірнова Г.А. [88]	Y_M	$Y_M = \frac{\mu \cdot z}{t_n}$	Керованість
4.	Бічна сила на передній вісі [118]	R_{δ_1}		Керованість
5.	Кутове прискорення повороту машини [131]	$\frac{dw}{dt}$		Керованість
6.	Граничне за умов зчеплення кутове прискорення [131]	$\left(\frac{dw}{dt}\right)_{\max}$		Керованість
7.	Гранична швидкість повороту керованих коліс [131]	$\dot{\alpha}_{\max}$		Керованість
8.	Передавальна функція системи [131]	$W(P)$	$W(P) = \frac{\Delta\psi}{\Delta\alpha_{p.x.}}$	Керованість
9.	Критична лінійна швидкість машини за ковзанням передніх коліс [131]	V_{X_1}		Керованість

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5
10.	Критична лінійна швидкість руху машини при маневрі: – за відведення [56]–[85]; – за заносом [230]; – за перекиданням [98]	$V_{кр}$ $V_{зан}$ $V_{опр}$	$V_{кр} = \sqrt{\frac{L}{m_2^n (k_{y_2} - m_1^n) k_{y_1}}}$ $V_{зан} = \sqrt{R_c \cdot \varphi_g} \cdot \sqrt{1 - R_x^2 \frac{L^2}{a^2 m^2 \varphi^2 g^2}}$ $V_{опр} = \sqrt{\frac{B \cdot R_c \cdot g}{2h}}$	Керованість, стійкість
11.	Різниця кутів відведення передньої і задньої осей [56]–[85]	$\delta_1 - \delta_2$	$\frac{R_{\delta_1}}{k_{y_1}} - \frac{R_{\delta_2}}{k_{y_2}}$	Ступінь повертаємості
12.	Повертаючий момент [56]	$M_{пов}$	$M_{пов} = \frac{mg\varphi}{2} L \cdot \sin \bar{\alpha}$	Легкість керування
13.	Дотична реакція на ведучих колесах [131]	$R_{K_{вед}}$		Легкість керування
14.	Кривизна траєкторії [88]	k	$k = \frac{tg \bar{\alpha}}{L}$	Статична поворотливість
15.	Необхідне відносне збільшення кінетичної енергії машини (потужності двигуна) [88]	δw	$\delta w = \left(\frac{1}{2} \frac{b^2}{L^2} + \frac{i_z^2}{L^2} \right) tg \bar{\alpha}$	Легкість керування
16.	Ступінь нестійкості [131]	Λ	$\Lambda = \frac{V - \frac{\varphi g L}{ V }}{a + \frac{i_z}{a}}$	Стійкість руху
17.	Бічна реакція на задній вісі [235]	R_{δ_2}		Стійкість
18.	Мінімальний радіус повороту [56, 148]	$R_{z \min}$	$R_{z \min} = \frac{L}{tg \bar{\alpha}_{пред}} = \frac{L}{\sqrt{((\varphi/f)^2 - 1)}}$	Статична поворотливість
19.	Граничний середній кут повороту керованих коліс [37, 86]	$\bar{\alpha}_{пред}$	$\bar{\alpha}_{пред} = arctg \left(\sqrt{(\varphi/f)^2 - 1} \right)$	Поперечна рухливість, статична поворотливість
20.	Лінійна швидкість руху на повороті заданого радіусу [37, 64, 148]	V_R		Динамічна поворотливість
21.	Максимальна кутова швидкість повороту машини [37]	w_{max}		Динамічна поворотливість
22.	Мінімальна площа на опорній поверхні [64]	F_{min}		Динамічна поворотливість
23.	Лінійна швидкість поперечного зсуву машини	V_{cy}		Поперечна рухливість

Закінчення табл. 1.1

1	2	3	4	5
24.	Час виконання маневру	T_M		Динамічна поворотливість, поперечна рухливість
k – кривизна траєкторії; $\alpha_{p.k.}$ – кут повороту рульового колеса; $\bar{\alpha}$ – середній кут повороту керованих коліс; Y – координата бічного зсуву центру мас машини; $\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3$ – вагові показники у формулі Фаробіа Я.Е. ($\alpha_1=0,6; \alpha_2=0,2; \alpha_3=0,2$); $V_S; Q_S; \mathcal{E}_S$ – швидкість машини, витрата палива, енерговитрати (що визначаються зусиллям на рульовому колесі і його переміщенням) при проходженні спеціальної траси для оцінки керованості; $V_{max}; Q_{np}; E_{np}$ – ті ж показники, визначені на горизонтальній, прямолінійній, твердій дорозі; z – запас стійкості; t_n – час реакції машини за кутовою швидкістю повороту або бічному прискоренню на керуючу дію; ψ – курсовий кут машини (кут між вектором швидкості центру мас машини і первинним його напрямом); m_1^n, m_2^n – маси, приведені до коліс передньої і задньої осей; k_{y1}, k_{y2} – коефіцієнти опору відведенню коліс передньої і задньої осей; L – подовжня колісна база машини; R_c – радіус повороту центру мас машини; φ, f – коефіцієнти зчеплення коліс з дорогою і опір коченню; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с ² ; a, b – відстані від передньої і задньої осей до проекції центру мас машини на горизонтальну площину; h, m – висота центру мас машини і загальна маса машини; R_x – сумарна реакція уздовж осі OX на колесах машини; i_z – радіус інерції машини щодо вертикальної осі.				

Дослідженню впливу різних факторів на керованість автомобіля присвячені роботи [88], [122]–[128]. При цьому визначено, що найбільший вплив на стійкість і керованість чинять елементи рульового керування і підвіски [129]–[189]. Одним із способів зміни чутливості машини до повороту рульового колеса є створення рульових керувань із змінним передаточним відношенням, яке змінювалося б у функції ряду експлуатаційних факторів (швидкості руху, кута повороту керованих коліс, зовнішнього опору) [88]. Проте, це є сьогодні достатньо складною задачею. Цю задачу можливо вирішити в майбутньому з використанням на автомобілях і тракторах мехатронних систем керування. Автори багатьох досліджень, у тому числі [169], [88], [147], відзначають, що хоча поняття керованості автомобіля і вплив на неї основних і експлуатаційних факторів визначено достатньо повно, єдиного оцінного показника або критерію керованості поки немає. Про це свідчать і результати проведеного нами аналізу, представлені в таблиці 1.1.

Таким чином нами уточнена структура властивостей і критеріїв оцінки властивостей маневреності, введені нові показники, що дає можливість надалі здійснити пошук напрямів вдосконалення конструкцій систем керування колісними машинами.

1.2 Відомі і перспективні способи виконання маневру автомобілями

Поворот автомобілів може здійснюватися трьома основними способами [37], [88], [97], [117], [118]:

- зміною кутів між подовжньою віссю і площинами обертання керованих коліс машини за рахунок їх повороту;

- зміною положення однієї частини машини щодо іншої (зчленовані машини);

- зміною величини швидкостей коліс різних коліс (лівої і правої); цей спосіб аналогічний способу повороту гусеничних машин і називається бортовим способом.

У роботі [147] останній спосіб трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого і забігаючого бортів. Оскільки збільшення крутного моменту на забігаючому борту призводить до збільшення кутової швидкості коліс цього борту, то визначення, наведені в роботах [88], [147] можна вважати коректними.

Класифікація способів повороту машин, що наведена в роботі [97], представляється нам найцікавішою і була раніше використана при виконанні досліджень [37], [117], [118]. У відповідності з цією класифікацією пропонуються наступні формулювання способів повороту:

- кінематичний спосіб керування за допомогою коліс, осей, опор;

– кінематичний спосіб керування поворотом зчленованих ланок автомобілів;

– динамічний спосіб керування регулюванням співвідношення кутових швидкостей коліс (співвідношення крутних моментів);

– комбіновані способи керування.

Кінематичний спосіб керування поворотом двовісної машини за допомогою коліс, осей, опор може бути здійснений або однією керованою віссю, або двома. На окремих машинах (наприклад, автонавантажувачах) керованою може бути тільки задня вісь. На деяких навантажувачах, що мають невелику подовжню базу L , застосовується динамічний спосіб керування поворотом.

Керовані колеса можуть бути веденими або ведучими. Керовані колеса однієї осі повинні повертатися погоджено на певні різні кути у відповідності з відомою [98] залежністю

$$\operatorname{ctg} \alpha'' - \operatorname{ctg} \alpha' = \frac{B}{L}, \quad (1.1)$$

де α' , α'' – кути повороту внутрішнього (по відношенню до центру повороту) і зовнішнього коліс;

B , L – колія і база машини, м.

За виконання співвідношення між кутами відповідно до залежності (1.1), перпендикуляри, відновлені до площин обертання коліс, повинні перетинатися в одній точці, що є миттєвим центром повороту або миттєвим центром швидкостей. Якщо співвідношення між кутами α' і α'' не відповідає (1.1), то виникає підвищений знос шини. Нами раніше [37], [117], [118] проведена оптимізація параметрів рульової трапеції, що дозволила визначити розміри останньої, при яких розбіжність між дійсною і ідеальною (за умовою (1.1)) різницею $\alpha' - \alpha''$ мінімальна. Теоретично можливо здійснити на колісних тракторах поворот всього переднього мосту, щодо вертикальної вісі, що

проходить через його середину. В цьому випадку $\alpha'=\alpha''$. Останнє можна розглядати як поворот зчленованої ланки.

За усіх керованих коліс можливий поворот передніх і задніх коліс в різні боки і, як вже наголошувалося вище, – в один бік [147], [121]. В останньому випадку всі колеса машини повертаються в один бік на один і той же кут.

При кінематичному способі керування поворотом зчленованих ланок автомобіля можна підвищити її маневреність, оскільки радіус повороту виходить значно меншим ніж у одноланкових машин, що мають таку ж базу [97].

Динамічний спосіб керування, що виконується регулюванням співвідношень кутових швидкостей коліс, відомий давно. Наприклад, він застосовувався на англійському тракторі «Фордзон-Мейджер» з колісною формулою 4x4 і неповоротними колесами [86]. В даний час вказаний спосіб керування застосовується на двовісному автомобілі з двоскатною ошиновкою Сноу-баггі, забезпеченому вісьма колесами діаметром 3,05 м (електромоторколеса забезпечують безступінчате регулювання радіусу повороту), на тривісних автомобілях Анаконда-Ваген, VP2000 і чотиривісних автомобілях Террапін II [97].

Застосування динамічного способу повороту ґрунтується на використуванні еластичності шин, що дозволяє створювати машини з неповоротними колесами і різним ступенем поворотливості. Хоча слід зазначити, що за великих значень повертаючого моменту (що реалізується на межі буксування або ковзання коліс) за динамічного способу повороту відбувається бічне ковзання коліс передньої або задньої осей. Указаний спосіб створює передумови суттєвого поліпшення маневреності автомобілів з невеликою відносною базою (коефіцієнтом бази) L/B . Можливий навіть поворот навкруги їх геометричного центру у випадку обертання, коліс різних бортів в протилежних напрямках. Проте, це досягається при значному збільшенні необхідної для повороту потужності через різке зростання

моменту опору повороту. Маневреність автомобіля з підвищеним значенням L/B обмежена зчепленням коліс з опорною поверхнею.

Динамічний спосіб повороту автомобілів набув широкого поширення на гусеничних тракторах [142], забезпечуючи поворот машини практично на місці. Цей спосіб одержав обмежене застосування і на автомобілях типу 4x4 з неповоротними колесами і «жорсткою» (що не складається при повороті) рамою [86]. Суть динамічного способу керування поворотом, як уже наголошувалося вище, полягає в регулюванні співвідношення кутових швидкостей коліс різних бортів без зміни їх положення щодо корпусу. Застосування динамічного способу виправдано і з погляду уніфікації гусеничної машини, на базі якої створюється колісна модифікація [97].

Для реалізації криволінійного руху за допомогою механізмів повороту забезпечується певне співвідношення кутових швидкостей коліс різних бортів машини [97]. В роботі [167] указаний спосіб повороту трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого і забігаючого бортів.

Робота Петрушова В.А. [86] була першою в СРСР, що присвячена повороту колісного трактора з неповоротними колесами динамічним способом. В цій роботі вперше визначений граничний момент за зчепленням, що повертає машину

$$M_{пов} = \frac{G}{2} \cdot \varphi \cdot B \cdot \cos \beta, \quad (1.2)$$

де G – загальна вага машини, Н;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею;

β – кут між напрямками векторів сумарної і тангенціальної реакції на колесі, що виникають при повороті.

Кут β автор роботи [86] пов'язав з геометричними параметрами машини

$$\cos \beta = \frac{\Delta}{\sqrt{1 + \Delta^2}}, \quad (1.3)$$

де Δ – коефіцієнт бази [94], що визначається як відношення подовжньої колісної бази машини до його колії

$$\Delta = \frac{L}{B}. \quad (1.4)$$

Після підстановки (1.4) в (1.2) було одержано [86] рівняння, що пов'язує граничний за зчепленням повертаючий момент з геометричними параметрами машини, тобто

$$M_{\text{пов}} = \frac{G}{2} \cdot \varphi \cdot \frac{B \cdot \Delta}{\sqrt{1 + \Delta^2}}. \quad (1.5)$$

У вказаній роботі [86] показано, що для трактора, що має $L=1,898$ м; $B=1,580$ м при поворотних колесах, що повертаються на максимальний кут, рівний 23° , отримують мінімальний радіус повороту $R_{\min}=5,25$ м при повертаючому моменті, рівному

$$M_{\text{пов}} = 3.76 \cdot G \cdot \varphi, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.6)$$

а при неповоротних ведучих колесах, відповідно, $R_{\min}=B=1,58$ м і

$$M_{\text{пов}} = 6.16 \cdot G \cdot \varphi, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.7)$$

Таким чином, застосування динамічного способу повороту в порівнянні з кінематичним способом дозволяє значно зменшити радіус повороту, але при цьому значно зростає необхідний повертаючий момент.

Разом з цим, в роботі [86] зроблено цілий ряд допущень. Зокрема, зроблено допущення про те, що поворот проводиться без буксування коліс і навантаження порівну розділяється на всі колеса.

Більш детально питанню динамічного способу повороту автомобіля присвячена робота Фаробіна Я.Е. [94]. В цій роботі введені кінематичний q_k і динамічний q_d параметри для гусеничних і автомобілів, що дозволяють визначити відстані від подовжньої вісі машини, відповідно, до лінії дії вектора швидкості поступального руху машини і до лінії дії рівнодіючої всіх реакцій опорної поверхні, прикладених до коліс. Динамічний параметр враховує коефіцієнти зчеплення і опору коченню коліс [94]

$$q_d = 0,5 \cdot \Delta \cdot \frac{\varphi}{f} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \Delta^2} - \frac{f^2}{\varphi^2}}, \quad (1.8)$$

де f – коефіцієнт опору коченню.

Перемноження $q_d B$ – це відстань від подовжньої вісі трактора до лінії дії сили

$$\Delta R_k = (R_k'' - R_k'), \quad (1.9)$$

де R_k'', R_k' – сумарні дотичні реакції на колесах відповідно забігаючого і відстаючого бортів.

Вираз (1.8) має підкорінний вираз, який повинен бути не негативним. Це виконується у випадку

$$\Delta = \frac{L}{B} \leq \sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1}. \quad (1.10)$$

При виконанні умови (1.10), відповідно до результатів досліджень [94], можливе здійснення повороту динамічним способом. Ця умова є умовою статичної поворотливості машини. Вираз в правій частині (1.10) є аналогом тангенса граничного кута повороту керованих ведених коліс при кінематичному способі повороту [117]. Величина вказаного тангенсу граничного кута повороту керованих коліс за даними роботи [117] знаходиться в межах від 3 до 40 (для фонів, на яких працюють колісні трактори цей показник знаходиться в межах від 4 до 20). Розрахунок значень функції в правій частині нерівності (1.10) показав, що для реального поєднання значень φ і f можна з похибкою, що не перевищує 0,5 % спростити його до вигляду

$$\Delta = \frac{L}{B} \leq \frac{\varphi}{f}, \quad (1.11)$$

Із зростанням φ і зменшенням f максимально допустиме значення коефіцієнта бази машини, при якому можливий поворот динамічним способом, зростає. І навпаки, з падінням φ і збільшенням f максимально допустиме значення коефіцієнта Δ бази зменшується.

У табл. 1.2 наведені значення φ і f для різних типів шляху і опорних поверхонь. Там же наведено відповідні цим покриттям граничні кути повороту коліс.

Запропонована в роботі [94] динамічна модель машини розглядає процес повороту, що почався. Разом з тим, цікавим є процес входу в поворот і оцінка того, чи можливий взагалі вхід в поворот машини з її геометричними параметрами в реальних дорожніх умовах. Здатність машини входити в поворот, тобто реагувати на керуючу дію, є властивістю керованості. Нами раніше [37], [117] запропоновано оцінювати керованість за величиною кутового прискорення машини при вході в поворот. Таких пропозицій у відомій літературі немає.

Таблиця 1.2 – Розрахунок граничних кутів повороту керованих коліс [143], [92]

Колісна машина	Тип шляху	f	φ	$tg \bar{\alpha}_{пред}$	$\bar{\alpha}_{пред, град}$
Автомобіль	Асфальтоване шосе	0,017	0,67	39,40	88
	Гравієво-щебнева дорога	0,025	0,57	22,90	87,5
	Бруківка	0,030	0,45	15,0	86
	Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	15,0	86
	Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	4,10	76
	Пісок	0,200	0,70	3,30	73
	Сніжна укочена дорога	0,035	0,32	9,10	83,7
	Суха ґрунтова дорога	0,040	0,70	17,47	86,7
	Цілина, щільний поклад	0,060	0,80	13,30	85,7
	Поклад 2-3 роки, скошений луг	0,070	0,70	10,0	84,3
	Стерня	0,090	0,70	7,70	82,6
	Зоране поле	0,150	0,60	3,87	75,5
	Поле під посів	0,170	0,50	3,90	75,6
	Сніжна укочена дорога	0,035	0,35	10,0	84,3

У роботах [108], [117] розглянута динаміка одновісного енергетичного модуля. Єдина можливість для здійснення повороту такої машини в автономному режимі руху – це застосування динамічного способу. У вказаних роботах визначено кутове прискорення машини при повороті. Проте, при повороті одновісного модуля діє тільки повертаючий момент. Момент опору повороту відсутній. При розгляді енерготехнологічних агрегатів з двома осями в роботах [108], [117] досліджено комбінований спосіб керування (що містить комбінацію динамічного і кінематичного способів керування).

Таким чином, вимагають розгляду питання входу в поворот автомобілів типу 4x4 за динамічного способу повороту і оцінки показників їх керованості.

Прагнення покращити показники керованості і маневреності машини призвело до застосування комбінованих способів керування. Наприклад, на

автомобілях з передніми керованими колесами при односторонньому гальмуванні некерованих коліс можливе зменшення мінімального радіусу повороту на 13 % – 15 % [156]. Прикладом може бути тривісний автомобіль Мебрак з передніми керованими колесами. На хороших дорогах за рахунок підйому і фіксації середньої вісі, автомобіль рухається на передніх і задніх колесах. Керування в цьому випадку здійснюється передніми колесами. За необхідності можливе одностороннє гальмування коліс, тобто забезпечується динамічний спосіб керування для додаткового зменшення радіусу повороту [97].

Комбінований спосіб керування (з основним динамічним) в поєднанні із зчленованими ланками використовується на багатоланкових автопоїздах Летурно. Безступінчатє регулювання кутових швидкостей електромоторколіс в поєднанні з шарнірним з'єднанням двовісних ланок забезпечує високі показники прохідності і маневреності на місцевості. Комбінований спосіб керування застосовується, наприклад, на тривісному зчленованому автомобілі М561, у якого передні і задні колеса керовані. За високої швидкості руху задні керовані колеса блокуються в нейтральному положенні і використовуються тільки при маневруванні в обмежених дорожніх умовах. Комбінований спосіб керування був досліджений і реалізований нами в самохідному шасі СШ 25 [37], [108], [117], [118].

Як вже наголошувалося вище, поява способу руху «крабом» змусила переглянути і запропонувати нову, уточнену структуру властивостей маневреності і критеріїв їх оцінки (рис. 1.2). Це вимагає і уточнення класифікації способів повороту, узагальнюючи їх не лише на поворот, але і на рух «крабом» (рис. 1.3).

Слід зазначити, що з'явилися дослідження, присвячені питанню поліпшення керованості автомобілів за рахунок глобальної оптимізації параметрів. Вирішувати цю задачу автори дослідження [121] намагаються за рахунок регулювання потужності в двигуні.

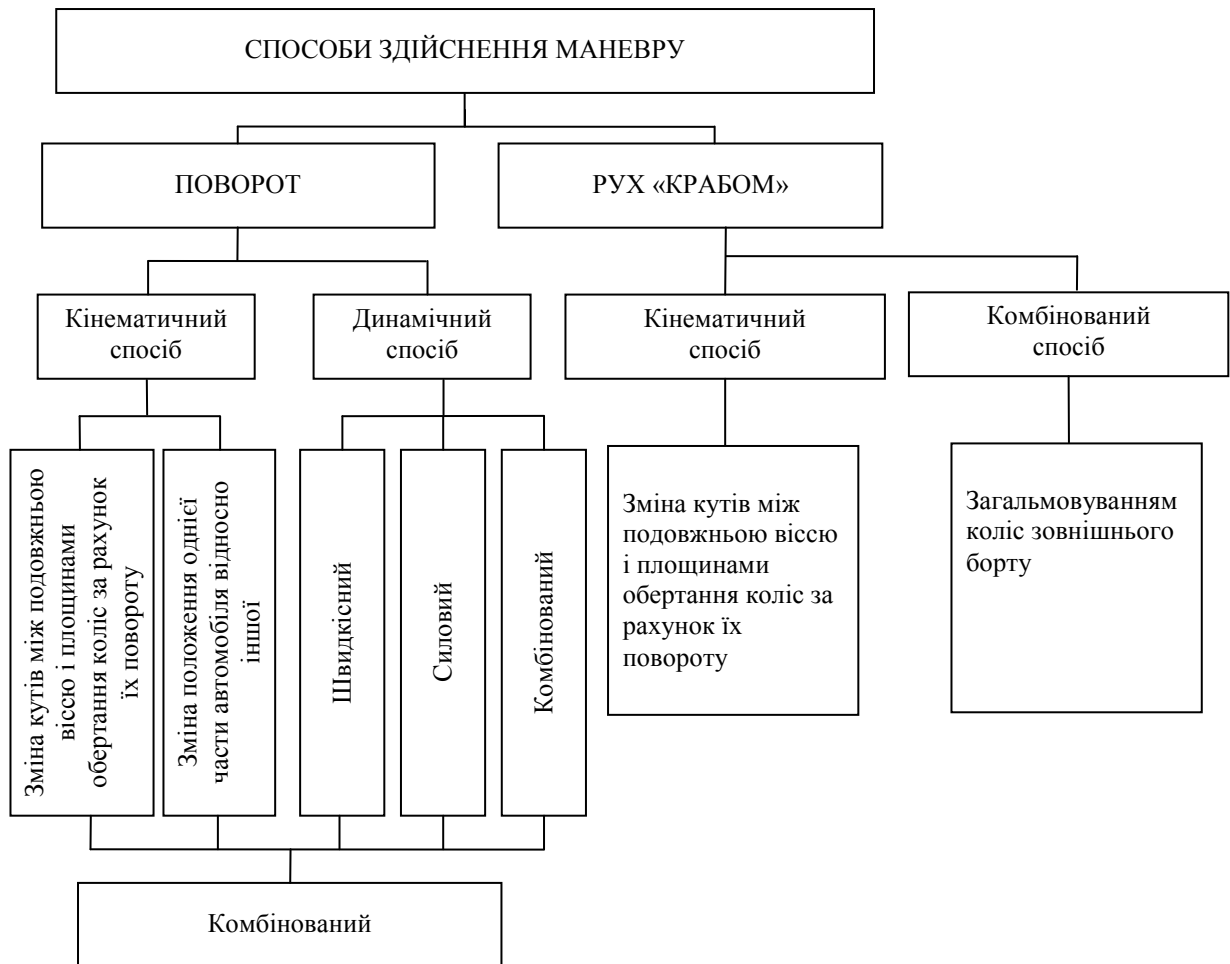


Рисунок 1.3 – Класифікація способів здійснення маневру

Слід зазначити, що використання в колісній машині різних способів керування пов'язано з ускладненням як конструкції машини, так і процесу керування через зміну характеристики керованості машини при використуванні блокувальних пристроїв. У зв'язку з цим, необхідне узгодження характеристик керованості машини при різних способах керування в процесі проектування.

1.3 Проблеми забезпечення маневреності автомобілів і поїздів на їх базі

Поліпшення динамічних властивостей автомобілів, підвищення максимальних швидкостей їх руху, розвиток типу і конструкції автотранспортних засобів, поява багатоланкових автопоїздів-важковаговиків загострює проблему забезпечення маневреності.

Для колісних тракторів, як показала практика їх експлуатації [108], [93], причиною ряду нещасних випадків є не перекидання трактора, а втрата ним керованості. Однією з причин недостатньої керованості колісних тракторів і, особливо, самохідних шасі, є близьке розташування до задньої вісі центру мас, що проявляється в недостатньому вертикальному навантаженні на передні колеса.

У роботі [93] визначено допустиме мінімальне навантаження $R_{ZH\partial on}$ на направляючі колеса за умовою керованості

$$R_{ZH\partial on} = \chi_{\partial on} \cdot R_{ZHcm}, \quad (1.12)$$

де $\chi_{\partial on}$ – коефіцієнт допустимого розвантаження направляючих (керованих) коліс за умовою керованості;

R_{ZHcm} – вертикальне навантаження на направляючі колеса трактора в статичному стані на горизонтальній ділянці шляху.

Розвантаження направляючих (керованих) коліс тракторів відбувається за рахунок навішування технологічних знарядь і машин за його задньою віссю. Значення $\chi_{\partial on}$ приймається рівним 0,3 як для тракторів з колісною формулою 4х2, так і для повноприводних тракторів типу МТЗ. Для тракторів з колісною формулою 4х4 і колесами однакового діаметру значення цього коефіцієнта може досягати величини 0,15. З урахуванням мінімального

навантаження на направляючі (керовані) колеса в роботі [93] визначені критичні кути керованості.

Враховуючи мале навантаження, що доводиться на керовані колеса, а також умови роботи колісних тракторів і самохідних шасі на опорних поверхнях з низьким коефіцієнтом зчеплення на цих машинах встановили роздільне гальмування лівих і правих задніх коліс, що, фактично, є передумовою комбінованого способу керування поворотом. Проте, таку систему, в поєднанні з рульовим керуванням, не можна повною мірою віднести до комбінованого способу керування, оскільки вона підвищує тільки статичну поворотливість, що необхідне, наприклад при виході з колії, маневруванні на малій швидкості у вузьких проїздах теплиць, складів, тощо.

Забезпечити необхідну динамічну поворотливість колісних тракторів і самохідних шасі при існуючій системі керування небезпечно, оскільки для здійснення загальмовування одного з бортів необхідно вручну розблоковувати педаль гальма. При цьому, оператор повинен одночасно здійснювати поворот рульового колеса, керувати педалями гальма і подачі палива.

Напрямом розв'язання вказаної задачі є розробка автоматизованої системи, що поєднує роботу гальмівного і рульового керувань автомобіля. Технічні рішення, що дозволяють це досягти, запропоновані у відомих авторських свідоцтвах і патентах [147], [148] і детально описані нами в роботах [117], [118]. Ці системи дозволяють автоматично загальмовувати внутрішні колеса машини залежно від тиску у відповідній порожнині силового гідравлічного циліндру рульового керування. Дослідженню вказаних систем присвячені роботи [37], [87], [117], [118]. Проте системи, розглянуті у вказаних роботах, приводяться в дію лише при перевищенні значення тиску в силовому гідроциліндрі рульового керування певної величини. Такий принцип роботи цілком задовольняв з погляду застосування його на двовісних машинах – колісних тракторах і самохідних шасі. У разі застосування комбінованого способу на багатовісних і великомасових

автомобілях необхідно забезпечити спостережну дію гальмівного зусилля за кутом повороту керованих коліс і постійну спільну роботу гальмівного і рульового керувань. Крім того, гальма не є єдиним засобом забезпечення динамічного і комбінованого способів повороту автомобіля. Знизити втрати енергії двигуна можна за рахунок роздільного керування подачею потужності до коліс забігаючого і відстаючого бортів. Про регулювання потужності в двигуні, як засобі керування динамікою автомобілів підіймається питання в спільній роботі білоруських і американських учених Ванцевича В.В., Висоцького М.С., Дубовика [149]. В цій же роботі наголошується на тому, що не можна оптимізувати окремі експлуатаційні властивості автомобілів, оскільки одні і ті ж параметри беруть участь у формуванні декількох експлуатаційних властивостей, але впливають на них по-різному. Оптимізація експлуатаційних властивостей за певних параметрів може призвести до того, що ці параметри значно погіршать інші експлуатаційні властивості. Аналогічної точки зору дотримуються автори дослідження [170], [151], що пропонують проводити поліпшення керованості легкових автомобілів шляхом оптимізації параметрів рульового керування в поєднанні з параметрами і структурою підвіски. Аналогічний підхід був і в роботі Зав'ялової Л.І. [93], яка вирішувала задачу стійкості багатовісних автомобілів, оптимізуючи параметри рульового керування на колесах. В цій роботі показано вплив кількості осей, їх розташування при різних схемах рульового керування (тобто вибору керованих і некерованих коліс) на стійкість руху багатовісних автомобілів. Стійкості багатовісних автомобілів присвячені також дослідження [33], [93], [152]–[194], [166].

Розвиток конструкцій багатовісних автомобілів з декількома керованими мостами, окрім проблем, відзначених вище, вимагає розгляду питань визначення співвідношення між кутами повороту керованих коліс різних мостів [84], [159]. Аналогічна проблема розв'язувалася і для автомобілів із задньою керованою віссю [160], зі всіма поворотними колесами [161], а також – для керованих коліс напівпричепа [162]. Значна

кількість досліджень присвячена маневреності автомобільних поїздів [11], [88]–[90], [92], [93], [94], [96], [97], [98], [99], [100], [101], [102]–[104], [137], [156], [157], [163], [164], [165], [166], [167], [168], [169], [170], [171]–[176], [177]–[182], [95], [183], [184], [186], [187], [188], [189], [190]–[192], [193], [194], [195]–[198], [199], [200], [201], що пов'язане з їх широким використанням, а також – більш високими вимогами забезпечення маневреності.

Властивості колеса, що котиться, надають вирішальний вплив на показники стійкості і керованості автомобілів. Дослідженню процесу кочення еластичного колеса присвячені роботи [202], [203], [204], [205], [206], [207], [208], [209]–[211], [212], [213], [214], [215], [216], [191], що дозволило одержати математичні моделі його відведення. Явище «шиммі» або автоколивань керованих коліс детально досліджено в роботах [217], [218], [219], [220], [221], [222], [223].

Проте у відомих роботах відсутні дослідження руху автомобілів при повороті всіх коліс в один бік (рух «крабом»). Крім того, вимагає більш глибокого визначення питання раціонального керування колесами машини в процесі входу в поворот і виходу з нього, оскільки це є найнебезпечнішим з позиції стійкості і керованості етап руху на повороті.

1.4 Раціональні закони керування поворотом автомобілів

Керування поворотом автомобіля може здійснюватися як в сталій стадії, так і на перехідних етапах, тобто при вході і виході її з повороту.

Найнебезпечнішими етапами виконання повороту (як уже наголошувалося вище) є вхід і вихід з повороту. Ці етапи, на відміну від сталої стадії (при постійній лінійній швидкості центру машини) характеризуються виникненням кутового прискорення машини в площині

дороги. Остання величина є критерієм керованості [37]. В роботі [37] запропоновано використовувати в якості критерію керованості на перехідних режимах повороту передавальну функцію системи, яка визначається наступною залежністю для кінематичного способу повороту

$$W(P) = \frac{d\psi}{d\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = W_1(P) \cdot W_2(P), \quad (1.13)$$

де $W_1(P)$ – передавальна функція підсистеми «керовані колеса – корпус машини»;

$W_2(P)$ – передавальна функція рульового керування.

Дослідженню динамічних процесів і факторів, що впливають на передавальну функцію $W_2(P)$ присвячено значну кількість досліджень [138], [130], [123], [105], [218]–[150], [46], [184], [98], [151], [125], [135], [83], [136], [99], [127], [128], [91], [224], [97], [138], [139]. На перехідних режимах (входу в поворот і виходу з нього) за кінематичного способу повороту нами раніше [37], [117], [118] визначені граничні значення кутового прискорення машини.

За умовою відсутності бічного ковзання коліс передньої вісі

$$\frac{dw}{dt} \leq \dot{w}_1, \quad (1.14)$$

де $\dot{w}_1$ – порогове значення кутового прискорення

$$\dot{w}_1 = \frac{b}{b^2 + i_z^2} \cdot \left[g \cdot f \cdot \left(\sqrt{\frac{\phi^2}{f^2} - 1} - tg\bar{\alpha} \right) \cdot \cos\bar{\alpha} - V_{x_1}^2 \cdot \frac{tg\bar{\alpha}}{L} \right], \quad (1.15)$$

де V_{x_1} – лінійна швидкість машини у напрямі її подовжньої вісі.

За умовою відсутності бічного ковзання коліс задньої вісі

$$\dot{w}_{22} \leq \frac{dw}{dt} \leq \dot{w}_{21}, \quad (1.16)$$

де $\dot{w}_{21}$, $\dot{w}_{22}$ – порогові значення кутового прискорення машини

$$\dot{w}_{21} = \frac{1}{2 \cdot B^*} \cdot \left[g^2 \cdot f^2 \cdot \frac{b^2}{L^2} \cdot \left(\frac{\varphi^2}{f^2} \cdot \frac{a^2}{b^2} - \sec^2 \bar{\alpha} \right) - \frac{a^2}{L^4} \cdot V_{x_1}^4 \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right], \quad (1.17)$$

$$\dot{w}_{22} = - \left(2 \frac{B^*}{A^*} + \dot{w}_{21} \right), \quad (1.18)$$

де A^* , B^* – функції, визначувані наступними залежностями

$$A^* = \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} + \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \cdot L^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \bar{\alpha}; \quad (1.19)$$

$$B^* = \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \frac{a}{L} \cdot V_{x_1}^2 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \cdot \frac{f \cdot g \cdot b}{\sin \bar{\alpha}}. \quad (1.20)$$

Величина $\dot{w}_{21}$ є пороговою величиною при вході в поворот ($dw/dt > 0$), а $\dot{w}_{22}$ – при виході з повороту ($dw/dt < 0$). Порогова величина кутового сповільнення $\dot{w}_{22}$ за абсолютною величиною менше ніж $\dot{w}_{21}$. Це означає, що найнебезпечнішим випадком з погляду втрати керованості (в даному випадку – однієї з складових цієї властивості – стійкості) є вхід в поворот.

Якщо в рівняннях (1.15) і (1.17) прирівняти до нуля ліву частину, то ми визначимо обмеження на лінійну швидкість при вході в поворот, що визначають динамічну поворотливість машини [37], [117], [118]

$$V_{X_1} \leq \begin{cases} \sqrt{g \cdot f \cdot L \cdot ctg \bar{\alpha} \left(\sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1} \cdot \cos \bar{\alpha} - \sin \bar{\alpha} \right)}, & \text{за випереджаючого} \quad (1.21) \\ & \text{бокового ковзання коліс передньої вісі;} \\ \sqrt{g \cdot f \cdot L \cdot ctg \bar{\alpha} \cdot \left(\sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - \frac{b^2}{a^2} \sec^2 I} \right)}, & \text{за випереджаючого} \quad (1.22) \\ & \text{бокового ковзання коліс задньої вісі.} \end{cases}$$

Нами також раніше розглянуті закони раціонального керування двовісною колісною машиною при вході в поворот і виході з нього, що забезпечують:

- постійність лінійної швидкості руху ($V_{Xl}=const$);
- постійність кутової швидкості машини в площині дороги ($w=const$);
- постійність кутового прискорення машини ($dw/dt=const$);
- мінімальну бічну реакцію на задніх колесах (R_{o2min}).

Керування, що необхідне для вирішення указаних задач, може здійснюватися за рахунок реалізації необхідного закону зміни кута повороту керованих коліс і за рахунок зміни лінійної швидкості машини V_X .

Для забезпечення $V_{Xlзад}=const$ необхідно змінювати кут повороту керованих коліс за наступним законом

$$\bar{\alpha} \cong \arcsin \frac{\bar{\alpha}_0}{\pm \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot V_{Xlзад} \cdot \bar{\alpha}_0^2 \cdot t}}, \quad (1.23)$$

де $\bar{\alpha}_0$ – початковий середній кут повороту керованих коліс, що є сигналом для вмикання системи керування;

$V_{Xlзад}$ – задане значення лінійної швидкості руху.

Знак «+» відповідає входу машини в поворот, а знак «-» – виходу.

Кутова швидкість машини при виконанні співвідношення (1.23) змінюватиметься відповідно до наступної залежності

$$w = \frac{w_0}{\sqrt{1 - \frac{2 \cdot b}{V_{X_1}} \cdot t \cdot w_0}}, \quad (1.24)$$

де w_0 – кутова швидкість автомобіля при повороті керованих коліс на кут $\bar{\alpha}_0$.

Для забезпечення $w = \text{const}$ [37], [117], [118] необхідно витримувати співвідношення

$$w_{зад} = \frac{V_{X_1} \cdot \text{tg} \bar{\alpha}}{L} = \text{const}, \quad (1.25)$$

де $w_{зад}$ – задана кутова швидкість.

Забезпечення $dw/dt = \text{const}$ можливе у разі виконання умови [37], [117], [118]

$$\dot{w}_{зад} = \frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{L} + \frac{V_{X_1}}{L \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \text{const}, \quad (1.26)$$

де $\dot{w}_{зад}$ – задане значення кутового прискорення.

Виконання цієї умови можливе при створенні лінійного сповільнення машини

$$\frac{dV_{X_1}}{dt} = \frac{L}{\text{tg} \alpha} \cdot \dot{w}_{зад} - V_{X_1} \cdot \frac{2}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (1.27)$$

За $\frac{dV_{X_1}}{dt} > 0$ рухатися необхідно прискорено, а за $\frac{dV_{X_1}}{dt} < 0$ – сповільнено. З

нерівності (1.27) виходить, що

$$\text{за } \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \dot{w}_{зад} \frac{L}{V_{X_1}} \cos \bar{\alpha}, \text{ – рухатися можна рівномірно; } \quad (1.28)$$

$$\text{за } \frac{d\bar{\alpha}}{dt} > \dot{w}_{зад} \frac{L}{V_{X_1}} \cos \bar{\alpha}, \text{ – рухатися необхідно сповільнено; } \quad (1.29)$$

$$\text{за } \frac{d\bar{\alpha}}{dt} < \dot{w}_{зад} \frac{L}{V_{X_1}} \cos \bar{\alpha}, \text{ – рухатися необхідно прискорено. } \quad (1.30)$$

Із збільшенням лінійної швидкості V_{X_1} , права частина виразів (1.28), (1.29), (1.30) зменшується. Якщо вважати, що права частина вказаних виразів – це деяка гранична швидкість повороту керованих коліс

$$\dot{\alpha}_{гран} = \dot{w}_{зад} \frac{L}{V_{X_1}} \cos \bar{\alpha}, \quad (1.31)$$

то із зростанням V_{X_1} вона зменшується, і навпаки – із зменшенням V_{X_1} вона збільшується.

При виході з повороту знаки нерівності у виразах (1.29) і (1.30) змінюються на протилежні

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < \dot{\alpha}_{гран}, \quad \text{– рух сповільнений} \quad (1.32)$$

і при

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} > \dot{\alpha}_{гран}, \quad \text{– рух прискорений.} \quad (1.33)$$

Для отримання $R_{\delta 2min}$ при $V_{Xl}=const$ [145], [127], [128] необхідно, щоб кут повороту керованих коліс змінювався за наступним законом

$$\bar{\alpha} = \arctg \left[\operatorname{tg} \bar{\alpha}_0 \cdot \exp \left(-\frac{a-f \cdot h}{a \cdot b - i_z^2} \cdot \delta_{X_1} \right) \right], \quad (1.34)$$

де δ_{X_1} – переміщення центру мас машини на дузі кривої.

Швидкість повороту керованих коліс у цьому випадку

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = -\frac{a-f \cdot h}{a \cdot b - i_z^2} \cdot V_{X_1} \cdot \exp \left(-\frac{a-f \cdot h}{a \cdot b - i_z^2} \cdot \delta_{X_1} \right) \cdot \cos^2 \bar{\alpha} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_0, \quad (1.35)$$

Аналізуючи залежність (1.35), можна зробити висновок про те, що при $ab > i_z^2$ – одержати $R_{\delta 2min}$ можна тільки при вході в поворот $\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} > 0 \right)$, а при $ab < i_z^2$ – тільки при виході з повороту $\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < 0 \right)$.

Зменшення бічної реакції на задній вісі призводить до збільшення бічної реакції на колесах передньої вісі за рахунок виникнення додаткового моменту сил в площині дороги. Із збільшенням швидкості руху збільшується цей момент і реакція $R_{\delta l}$. Обмеження швидкості руху машини за умовою відсутності бічного ковзання коліс передньої вісі в цьому випадку відповідає наступній залежності [37], [117], [118]

$$V_{X_1} \leq \sqrt{g \cdot f \cdot L \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha} \cdot \left(\sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1} \cdot \cos \bar{\alpha} - \sin \bar{\alpha} \right) \cdot \frac{b \cdot (i_z^2 - a \cdot b)}{L \cdot i_z^2 - f \cdot h \cdot (b^2 + i_z^2)}}. \quad (1.36)$$

Одержані вирази справедливі при $V_{Xl}=const$. Для забезпечення $V_{Xl}=const$ при русі на повороті, необхідно збільшувати потужність, що підводиться до ведучих коліс [37], [117], [118]. Якщо потужність двигуна $N_{\delta \phi}$

в процесі руху на повороті залишається постійною, то в цьому випадку вираз (1.34) буде мати наступний вигляд:

$$\bar{\alpha} = \arctg \left[\exp \left(2 \frac{a - f \cdot h}{a \cdot b - i_z^2} \cdot \delta_{x_1} \right) \cdot \left(\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} + \operatorname{ctg}^2 \bar{\alpha}_0 \right) - \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \right]^{-0.5}. \quad (1.37)$$

Умовою існування дійсних значень функції (1.37) є отримання ненегативних значень підкорінного виразу, що можливо за

$$\delta_{x_1} \geq -\frac{1}{2} \cdot \frac{a - fh}{ab - i_z^2} \cdot \ln \left(1 + \frac{L^2}{b^2 + i_z^2} \operatorname{ctg}^2 \bar{\alpha}_0 \right). \quad (1.38)$$

Вираз (1.34) має інваріантну форму [37], [117], [118], що враховує курсовий кут ψ

$$\bar{\alpha} = \arctg \left\{ \frac{L}{\sqrt{b^2 + i_z^2}} \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{\sqrt{b^2 + i_z^2}}{i_z^2 - a \cdot b} \cdot (a - f \cdot h) \cdot \psi \right] \right\}. \quad (1.39)$$

Для отримання $R_{\delta 2min} = 0$ в сталому режимі повороту $\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = 0 \right)$, необхідно змінити компонент лінійної швидкості машини у напрямі її подовжньої осі згідно із законом

$$V_{x_1} = V_{x_{10}} \cdot \exp \left(- \frac{a - f \cdot h}{a \cdot b - i_z^2} \cdot t \right), \quad (1.40)$$

де $V_{x_{10}}$ – лінійна швидкість в початковий момент часу (при $t=0$).

При комбінованому способі керування необхідно погоджувати роботу рульового і гальмівного керувань. При загальмовуванні внутрішніх коліс (за

відношенням до центру повороту) необхідно виконувати наступну умову [87], [117], [118]

$$\frac{M'_T}{G \cdot f \cdot r_k} = \frac{V_c^2}{b \cdot g} \cdot \left[\frac{h}{B} \cdot \left(1 + \frac{b}{L} \cdot \operatorname{tg} \frac{\bar{\alpha}}{2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) + \frac{2 \cdot I_k \cdot g}{G \cdot B \cdot r_k} \right] \cdot \sin 2\bar{\alpha} + 2 \cdot \frac{b}{B} \cdot \operatorname{tg} \frac{\bar{\alpha}}{2}, \quad (1.41)$$

де M'_T – сумарний гальмівний момент на колесах борту, що загальмовується;

$2I_k$ – сумарний момент інерції коліс машини.

Проте в розглянутих роботах [37], [87], [117], [118] розкриті не всі можливості поліпшення маневреності автомобілів, які можна реалізувати за рахунок раціональних законів керування поворотом керованих коліс. Це вимагає проведення додаткового дослідження.

1.5 Постановка задач дослідження

Інтенсивний розвиток, особливо за останні десятиліття, конструкцій автомобілів і інших транспортних засобів супроводжується зростанням вимог до їх динамічних властивостей. Динамічні властивості і технічний рівень указаних машин визначають показники їх маневреності.

Підвищення технічного рівня сучасних автомобілів, наряду з іншими питаннями, провокує інші питання покращення маневреності. Проведений аналіз існуючого стану розвитку теорії експлуатаційних властивостей автомобілів за джерелами технічної і наукової інформації, дав можливість визначити, що методи оцінки маневреності, які використовуються і її підвищення не враховують появу нових способів здійснення повороту. Крім того, рух машини з поворотом передніх і задніх коліс в один бік на однаковий кут (що отримало назву «рух крабом») не відповідає існуючій

класифікації властивостей маневреності і класичній теорії маневрування указаних машин. Теорія руху автомобілів «крабом» потребує розробки. Слід розробити методи оцінки стійкості і керованості автомобілів за використання указанного маневру і розробити систему показників і критеріїв оцінки цих властивостей. Потребує, також, перегляду загальна теорія виконання маневрів автомобілів із узагальненням на нові способи їх здійснення.

Таким чином, отримані висновки дозволили сформулювати наступні задачі дослідження:

- 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.

Результати дослідження опубліковано у [22].

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВОРОТУ АВТОМОБІЛІВ З ПЕРЕДНІМИ КЕРОВАНИМИ КОЛЕСАМИ

2.1 Визначення взаємозв'язку між компонентами реакцій дороги на колеса двовісного автомобіля

2.1.1 Без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля. У роботі [137] нами раніше для вказаного випадку («велосипедної» схеми) визначені реакції на колесах машини

$$R_{\delta_1} = m \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right] \mp R_{k_1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}; \quad (2.1)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left[\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right], \quad (2.2)$$

де $R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – бічні реакції на передній і задній осях;

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

V_{x_1} – лінійна швидкість автомобіля у напрямі його подовжньої осі.

У рівнянні (2.1) верхній знак перед R_{k_1} відноситься до повнопривідного і передньопривідного автомобілів, а нижній – до задньопривідного.

Дотичні реакції на колесах [117]

$$R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} = m \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right), \quad (2.3)$$

де R_{k_1}, R_{k_2} – дотичні реакції на передніх і задніх колесах.

У рівнянні (2.3)

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = L \cdot \frac{d\omega_z}{dt}, \quad (2.4)$$

де $\omega_z; \frac{d\omega_z}{dt}$ – кутова швидкість і кутове прискорення автомобіля в площині дороги.

Підставляючи (2.4) в (2.3), одержимо

$$L \frac{d\omega}{dt} = \frac{R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right)} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}. \quad (2.5)$$

Відповідно, вирази (2.1) і (2.2) з урахуванням співвідношення (2.4) будуть мати вигляд

$$R_{\delta_1} = m \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} L \cdot \frac{d\omega}{dt} + V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right]; \quad (2.6)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left[\frac{a \cdot b - i_z^2}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right]. \quad (2.7)$$

Підставляючи вираз (2.5) в співвідношення (2.6) і (2.7), одержимо

$$R_{\delta_1} = \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}) + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} - R_{k_1} \cdot \cos \bar{\alpha} \right]; \quad (2.8)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{(a \cdot b - i_z^2) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}) + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}. \quad (2.9)$$

Рівняння (2.8) і (2.9) дозволяють визначити бічні реакції на колесах передньої і задньої осей повнопривідного автомобіля. Одержані залежності (2.8) і (2.9) справедливі для будь-якої стадії процесу повороту (вхід в поворот, стала стадія, вихід з повороту), оскільки в них відсутні параметри $\frac{dV_{x1}}{dt}$ і $\frac{d\bar{\alpha}}{dt}$.

Визначимо вертикальні реакції на колесах передньої і задньої осей повнопривідного автомобіля. Для цього розглянемо схему сил, що діють на автомобіль при повороті (рис. 2.1).

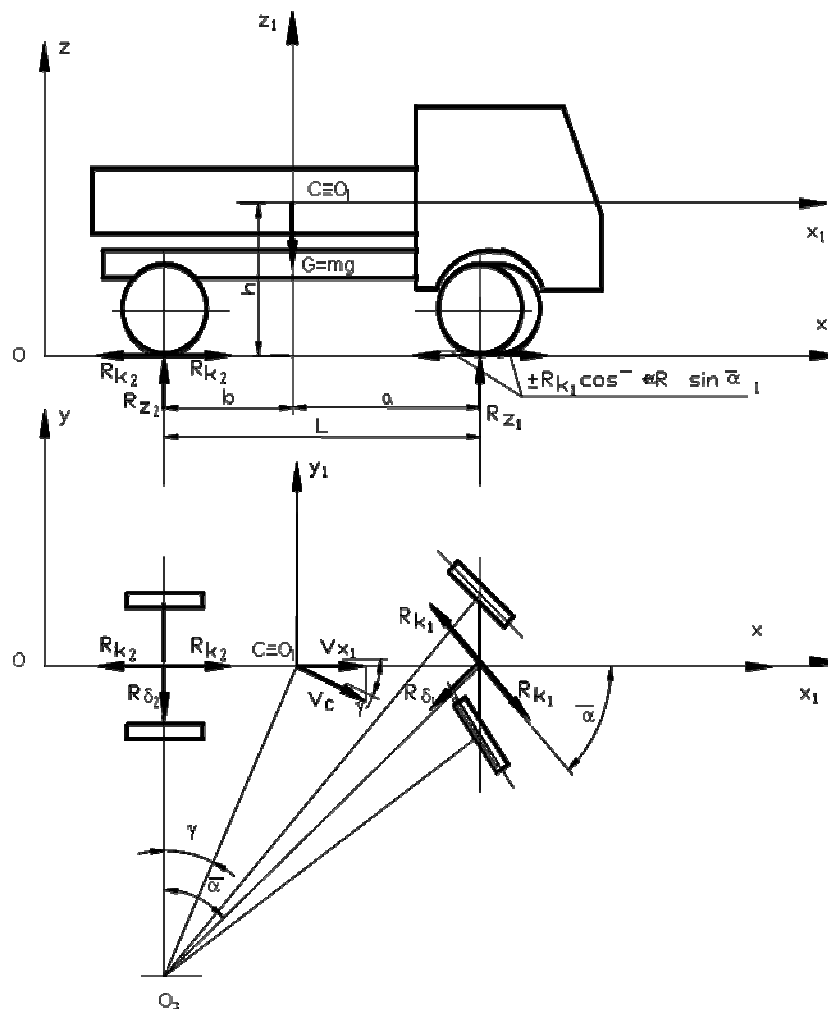


Рисунок 2.1 – Схема сил, що діють на автомобіль при повороті

Вертикальні реакції на колесах передньої і задньої осей можуть бути визначені за допомогою наступних рівнянь

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} - \frac{h}{L} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_1} \cdot \sin \bar{\alpha}); \quad (2.10)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L} + \frac{h}{L} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_1} \cdot \sin \bar{\alpha}). \quad (2.11)$$

Рівняння (2.10) і (2.11) дозволяють визначити вертикальні реакції на передній і задній осях повнопривідного автомобіля; тому реакції R_{k_1} і R_{k_2} узяті із знаком «+».

Сумісний розв'язок рівнянь (2.8) і (2.10); (2.8) і (2.11) дозволив визначити

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) - \frac{h/L}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}); \quad (2.12)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) + \frac{h/L}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}). \quad (2.13)$$

При задньопривідному автомобілі маємо

$$R_{k_1} = -f \cdot R_{z_1}, \quad (2.14)$$

і вирази (2.12), (2.13), (2.8), (2.9) приймуть вигляд

$$R_{z_1} = \frac{m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) - h/L \cdot R_{k_2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}; \quad (2.15)$$

$$R_{z_2} = \frac{m \cdot g \cdot \left[\frac{a}{L} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \right) \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \right) - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha} \right] + h/L \cdot R_{k_2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}; \quad (2.16)$$

$$R_{\delta_1} = tg \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left\{ m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} + \frac{R_{k_2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} - \frac{f \cdot \frac{h}{L} \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \right)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}} \right] + m \cdot g \cdot f \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \frac{\left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \right) \cdot \left(1 - \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \right)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \cos \bar{\alpha}} \right\}; \quad (2.17)$$

$$R_{\delta_2} = tg \bar{\alpha} \cdot \left\{ m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} + \frac{a \cdot b^2 - i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot tg^2 \bar{\alpha} - f \cdot h \cdot L \cdot \sec \bar{\alpha}} \times \right. \\ \left. \times \left[R_{k_2} - m \cdot g \cdot f \cdot \frac{b}{L} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \right) \right] \right\}. \quad (2.18)$$

При передньопривідному автомобілі

$$R_{k_2} = -f \cdot R_{z_2}. \quad (2.19)$$

Вирази (2.12), (2.13), (2.8), (2.9) з урахуванням (2.19) будуть мати вигляд

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{f \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}} - \frac{(R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} - m \cdot g \cdot f) \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}}; \quad (2.20)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{f \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}} + \frac{R_{k_1} \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}}; \quad (2.21)$$

$$R_{\delta_1} = \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left\{ m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} + \frac{R_{k_1} \cdot \cos \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \frac{1 + \frac{b^2 + i_z^2 - f \cdot h \cdot L}{L^2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}} - 1 \right] - \right. \\ \left. - m \cdot g \cdot f \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}} \right\}; \quad (2.22)$$

$$R_{\delta_2} = \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \left\{ m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} + \frac{a \cdot b^2 - i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot h \cdot L} \times \right. \\ \left. \times \left[R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} - m \cdot g \cdot f \cdot \frac{a}{L} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \right] \right\}. \quad (2.23)$$

Отримані аналітичні вирази дають можливість визначити взаємозв'язок між компонентами реакцій дороги без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами.

2.1.2. З урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля. Для вказаного випадку в роботі [117] визначені реакції дороги на колесах автомобіля

$$R_{\delta_1} = m \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \bar{tg} \bar{a} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{a} \frac{d\bar{t}}{dt} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) \bar{tg} \bar{a} \right] \mp R_{k_1} \cdot \bar{tg} \bar{\alpha}; \quad (2.24)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left[\frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \bar{tg} \bar{a} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{a} \frac{d\bar{t}}{dt} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) \cdot \bar{tg} \bar{a} \right]; \quad (2.25)$$

$$R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} = m \cdot \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \bar{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \bar{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) \cdot \bar{ctg} \bar{\alpha} + \right. \\ \left. + V_{x1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \bar{tg}^2 \bar{\alpha} \right]. \quad (2.26)$$

Використовуючи співвідношення (2.26), після підстановки останнього в рівняння (2.24) і (2.25), одержимо для повнопривідного автомобіля

$$R_{\delta_1} = \bar{tg} \bar{a} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \bar{tg}^2 \bar{a}} \cdot \left(R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{a} - m \cdot V_{x1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \bar{tg}^2 \bar{a} \right) + \right. \\ \left. + m \cdot V_{x1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) - R_{k_1} \cdot \cos \bar{a} \right]; \quad (2.27)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \bar{tg}^2 \bar{a}} \cdot \bar{tg} \bar{a} \cdot \left(R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{a} - m \cdot V_{x1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \bar{tg}^2 \bar{a} \right) + \\ + m \cdot V_{x1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) \cdot \bar{tg} \bar{a}. \quad (2.28)$$

Після підстановки рівняння (2.27) в співвідношення (2.10) і (2.11), одержимо для повнопривідного автомобіля

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left[1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] - \frac{\frac{h}{L} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \sec \bar{\alpha})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}; \quad (2.29)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \left[1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] + \frac{\frac{h}{L} \cdot (R_{k_2} + R_{k_1} \sec \bar{\alpha})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}. \quad (2.30)$$

Для задньопривідного автомобіля справедливе співвідношення (2.14).

В цьому випадку вирази (2.29), (2.30), (2.27), (2.28) будуть мати вигляд

$$R_{z_1} = \frac{m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{b} \right) \right] - \frac{h}{L} \cdot R_{k_2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}; \quad (2.31)$$

$$R_{\delta_1} = \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot \left\{ R_{k_2} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \times \right. \right. \\ \times \left. \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{L} \cdot \cos \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}} \right) - \frac{f \cdot \frac{h}{L} \cdot \cos \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}} \right] + \\ + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{b} \right) + m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot f \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \right) \times \\ \times \left. \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}} \right) \right\}; \quad (2.33)$$

$$R_{z_2} = \frac{m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{a} \cdot \sec \bar{\alpha} - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{b} \right) \right] + \frac{h}{L} \cdot R_{k_2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}; \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned}
R_{\delta_2} = & \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot h \cdot L \cdot \sec \bar{\alpha}} \cdot \left\{ R_{k_2} - m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot f \cdot \sec \bar{\alpha} \times \right. \\
& \times \left[1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] \left. \right\} + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \times \\
& \times \left[1 - f \cdot \frac{h}{a} \cdot \left(1 + \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right].
\end{aligned} \tag{2.34}$$

Для передньопривідного автомобіля справедливі співвідношення (2.19) і вирази (2.29), (2.30), (2.27), (2.28) будуть мати вигляд

$$R_{z_1} = \frac{m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{b} \right) \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) \right] - \frac{h}{L} \cdot R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 - \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}}; \tag{2.35}$$

$$R_{z_2} = \frac{m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{b} \right) \right] + \frac{h}{L} \cdot R_{k_1} \cdot \cos \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}}; \tag{2.36}$$

$$\begin{aligned}
R_{\delta_1} = & m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) - \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L}} \times \\
& \times \left\{ R_{k_1} \cdot \left[1 - \frac{b^2 + i_z^2 - f \cdot h \cdot a}{L^2} \right] - m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot f \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \times \right. \\
& \times \left. \left[1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] \right\};
\end{aligned} \tag{2.37}$$

$$\begin{aligned}
R_{\delta_2} = & tg\bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot tg^2\bar{\alpha} + f \cdot h \cdot L} \cdot \left\{ R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} - m \cdot g \cdot f \cdot \frac{a}{L} \times \right. \\
& \times \left[1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha}} \right) \right] \Bigg\} + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} \times \\
& \times \left[1 - f \cdot \frac{h}{a} \cdot \left(1 + \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot tg^2\bar{\alpha}} \right) \right]. \quad (2.38)
\end{aligned}$$

Врахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами призвів до ускладнення аналітичних виразів. Проте, ці вирази дають можливість більш точно враховувати величини різних конструктивних і експлуатаційних факторів.

2.1.3 Визначення дотичних реакцій на ведучих колесах задньопривідних і передньопривідних автомобілів. Для задньопривідних автомобілів справедливе співвідношення (2.14). В цьому випадку вирази (2.3) і (2.26) з урахуванням співвідношень (2.15) і (2.32) відповідно приймуть вигляд:

– без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами машини

$$\begin{aligned}
R_{k_2} = & m \left[ctg\bar{\alpha} \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \sec\bar{\alpha} \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot tg\bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2\bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + \right. \\
& \left. + g \cdot f \cdot \frac{b}{L} \sec\bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} \right) \right]; \quad (2.39)
\end{aligned}$$

– з урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій між бортами

$$\begin{aligned}
R_{k_2} = m \cdot \left\{ ctg \bar{\alpha} \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{b} \cdot sec \bar{\alpha} \right) + \right. \\
+ V_{x_1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{f \cdot \frac{h}{L} \cdot sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} \right) + g \cdot f \cdot \frac{b}{L} \cdot sec \bar{\alpha} \cdot \left[1 + \right. \\
\left. \left. + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} \right) \right] \right\}. \quad (2.40)
\end{aligned}$$

Для передньопривідних автомобілів справедливе співвідношення (2.19). Вирази (2.3) і (2.26) з урахуванням рівнянь (2.21) і (2.36) відповідно будуть мати вигляд:

– без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля

$$\begin{aligned}
R_{k_1} = m \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \left[ctg \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + \right. \\
\left. + g \cdot f \cdot \frac{a}{L} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L} \cdot tg \bar{\alpha} \right) \right]; \quad (2.41)
\end{aligned}$$

– з урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій між бортами

$$\begin{aligned}
R_{k_1} = m \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \left\{ ctg \bar{\alpha} \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} + \right. \right. \\
\left. + f \cdot \frac{h}{L} \right) + V_{x_1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} \right) + \\
\left. + g \cdot \frac{a}{L} \cdot f \cdot \left[1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} \right) \right] \right\}. \quad (2.42)
\end{aligned}$$

2.1.4 Визначення умов втрати автомобілем стійкості і керованості.

При русі на повороті може відбутися втрата стійкості положення або руху автомобіля. На наш погляд, втрата стійкості руху автомобіля на повороті відбувається у разі незворотного відхилення його траєкторії руху від заданої унаслідок появи зовнішніх або внутрішніх обурень.

Втрата керованості автомобіля при повороті відбувається унаслідок відхилення його траєкторії руху від тієї, що задається при виникненні керуючих дій. Керуючими діями можуть бути:

- зміна положення керованих коліс, що викликана появою кутової швидкості їх повороту в горизонтальній площині;
- зміна величини і напрямку дотичних реакцій на всіх колесах, на окремих колесах, на колесах окремих бортів або осей.

Таким чином, якщо занос задньої вісі автомобіля відбувався в сталій стадії (за $V_{x_1} = const$) процесу повороту, то має місце втрата стійкості. Якщо занос цієї ж вісі відбувався при вході в поворот, виході з нього або при зміні швидкості руху в сталій стадії повороту, то слід говорити про втрату керованості. Останнє твердження відповідає уявленню [117], [118], згідно з яким при оцінці маневреності стійкість розглядається як одна із складових властивостей керованості.

Одержані співвідношення (2.3), (2.26), (2.39), (2.40), (2.41), (2.42) дозволяють визначити необхідні значення дотичних реакцій на ведучих колесах залежно від кінематичних параметрів повороту $\bar{a}$; $\frac{d\bar{a}}{dt}$; $\frac{dV_{x_1}}{dt}$.

Умовою збереження стійкості руху автомобіля є

$$R_{\delta_2} \leq R_{\delta_{2\text{гран}}} , \quad (2.43)$$

де $R_{\delta_{2\text{гран}}}$ – граничне значення бічної реакції на задніх колесах

$$R_{\delta_1} = tg\bar{\alpha} \cdot \sec\bar{\alpha} \cdot \left[\frac{0,5 \cdot R_k \cdot (b^2 + i_z^2)}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot tg^2\bar{\alpha}} \cdot (1 + \sec\bar{\alpha}) + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} - 0,5 \cdot R_k \cdot \cos\bar{a} \right]; \quad (2.47)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{(a \cdot b - i_z^2) \cdot tg\bar{\alpha}}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot tg^2\bar{\alpha}} \cdot 0,5 \cdot R_k \cdot (1 + \sec\bar{\alpha}) + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2}; \quad (2.48)$$

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2\bar{a} \right) - \frac{0,5 \cdot R_k \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha}} \cdot (1 + \sec\bar{a}); \quad (2.49)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} \right) + \frac{0,5 \cdot R_k \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha}} \cdot (1 + \sec\bar{\alpha}). \quad (2.50)$$

З урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій між бортами вирази (2.27), (2.28), (2.29), (2.30) будуть мати наступний вигляд

$$R_{\delta_1} = tg\bar{\alpha} \cdot \sec\bar{\alpha} \cdot \left\{ \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot tg^2\bar{\alpha}} \cdot \left[0,5 \cdot R_k \cdot (1 + \sec\bar{a}) - m \cdot V_{x_1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} \right] + \right. \\ \left. + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) - 0,5 \cdot R_k \cdot \cos\bar{a} \right\}; \quad (2.51)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a \cdot b^2 - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 + (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot tg^2\bar{\alpha}} \cdot tg\bar{\alpha} \cdot \left[0,5 \cdot R_k \cdot (1 + \sec\bar{a}) - m \cdot V_{x_1}^2 \cdot f \cdot \frac{h}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha} \right] + \\ + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{b} \right) \cdot tg\bar{\alpha}; \quad (2.52)$$

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \cdot \left[1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] -$$

$$- \frac{0,5 \cdot R_k \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} (1 + \sec \bar{\alpha}); \quad (2.53)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L} \cdot \left[1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot \frac{h}{b}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \right] +$$

$$+ \frac{0,5 \cdot R_k \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (1 + \sec \bar{\alpha}). \quad (2.54)$$

У табл. 2.2 наведено розрахунок вертикальних і бічних реакцій дороги на колесах передньої і задньої осей автомобіля залежно від величини $R_k / (mg)$. Розрахунок виконаний як з урахуванням, так і без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами машини.

Аналіз результатів розрахунку, наведений в табл. 2.2, показує, що врахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами не впливає на розрахункові величини вертикальних реакцій на осях (похибка розрахунку рівна нулю).

Врахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами дозволяє підвищити точність розрахунку $R_{\delta 1}$ всього на 1–2 %, а $R_{\delta 2}$ – на 3,9–4,1 %, що незначне. Таким чином, при розрахунках достатньо використовувати аналітичні залежності, одержані без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля.

Таблиця 2.2 – Розрахунок компонентів реакцій дороги на колесах передньої і задньої осей спорядженого повнопривідного автомобіля Урал-4320 у двовісному виконанні за $\bar{\alpha}=10^\circ$ і $V_{x1}=8,33$ м/с (30 км/год) $\varphi=0,8$; $f=0,015$

Пара-метр	№ формули	$R_k / (mg)$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
R_{z1} , кН	(2.12)	35,3	32,4	29,5	26,6	23,8	20,9	18,0	15,1	12,2	9,3	6,4
	(2.29)	35,3	32,4	29,5	26,6	23,8	20,9	18,0	15,1	12,2	9,3	6,4
δR_{z1} , %		0										
R_{z2} , кН	(2.13)	45,1	48,0	50,9	53,8	56,7	59,6	62,4	65,3	68,2	71,1	74,0
	(2.30)	45,1	48,0	50,9	53,8	56,7	59,6	62,4	65,3	68,2	71,1	74,0
δR_{z2} , %		0										
$R_{\delta1}$, кН	(2.17)	10,4	10,2	10,0	9,7	9,5	9,3	9,0	8,8	8,5	8,3	8,1
	(2.27)	10,6	10,3	10,1	9,9	9,6	9,4	9,1	8,9	8,7	8,4	8,2
$\delta R_{\delta1}$, %		1,08	1,13	1,19	1,25	1,32	1,38	1,45	1,54	1,62	1,69	1,77
$R_{\delta1}$, кН	(2.18)	13,7	13,8	13,9	14,1	14,2	14,4	14,5	14,7	14,8	15,0	15,1
	(2.28)	13,1	13,2	13,4	13,5	13,7	13,8	14,0	14,1	14,3	14,4	14,6
$\delta R_{\delta2}$, %		4,1	4,08	4,06	4,03	4,01	4,00	3,96	3,96	3,93	3,91	3,89
$R_{\delta1_{пред}}$, кН	(2.46)	28,2	25,6	22,2	17,6	10,1	0	0	0	0	0	0
$R_{\delta2_{пред}}$, кН	(2.44)	36,1	38,2	39,9	41,3	42,4	43,2	43,7	44,0	44,1	43,9	43,4

На рис. 2.2 наведені графіки залежностей, що ілюструють результати розрахунку, проведені в табл. 2.2. Аналіз графіків показує, що при $R_k / (m \cdot g) > 0,4$ автомобіль втрачає керованість, оскільки $R_{\delta1} > R_{\delta1_{гран}}$.

Величина $R_k / (m \cdot g) = 0,4$ є граничною за керованістю для даного автомобіля при повороті з параметрами: $\bar{\alpha} = 10^\circ$ і $V_{x1} = 8,33$ м/с на сухому асфальтобетоні ($\varphi = 0,8$; $f = 0,015$).

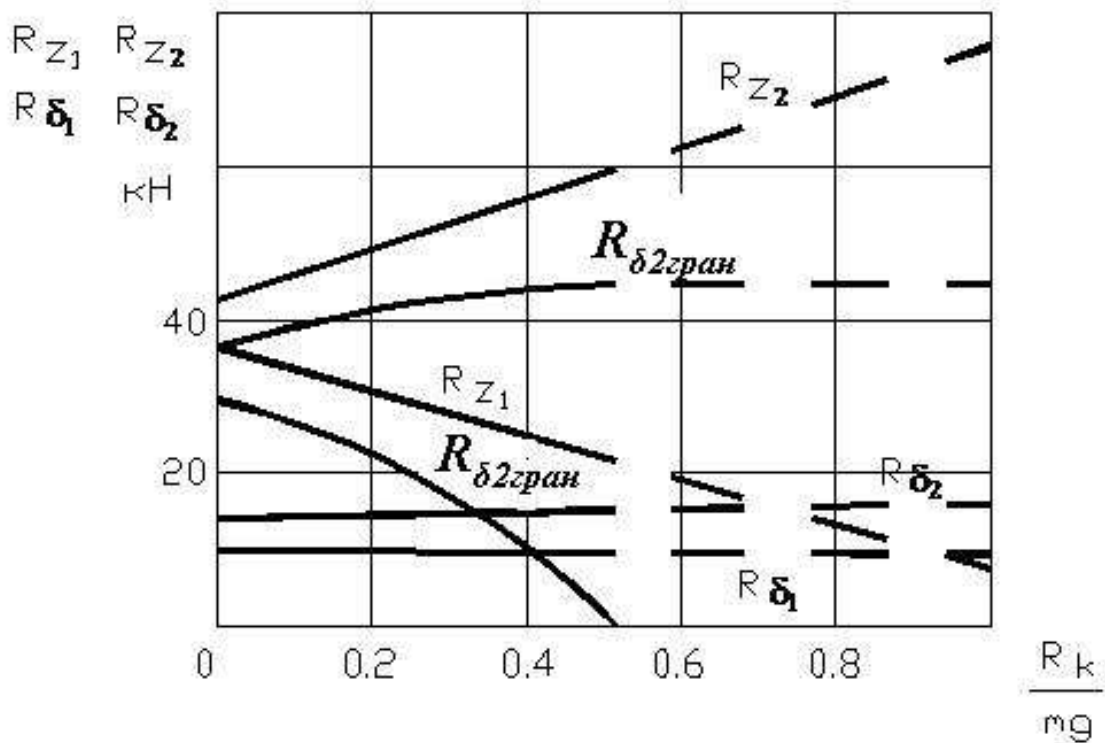


Рисунок 2.2 – Зміна компонент реакції дороги на колесах передньої і задньої осей повнопривідного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані і двовісному виконанні при повороті ($\bar{\alpha} = 10^\circ$ і $V_{x1} = 8,33$ м/с (30 км/год) $\varphi = 0,8$; $f = 0,015$). Суцільними лініями показані дійсні частини характеристик

Введемо поняття силового коефіцієнта керованості

$$K_c = \frac{R_k}{m \cdot g} \quad (2.55)$$

і, оскільки, врахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами дещо впливає на точність визначення реакцій на колесах, то перетворимо вирази (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) з урахуванням (2.55) до вигляду

$$R_{\delta_1} = m \cdot g \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (1 - K_R + K_R \cdot \sec \bar{\alpha}) - K_R \cdot \cos \bar{\alpha} \right] \cdot K_c +$$

$$+ m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha};$$
(2.56)

$$R_{\delta_2} = m \cdot g \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2 + (b^2 + i_z^2) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (1 - K_R + K_R \cdot \sec \bar{\alpha}) \cdot K_c + m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha};$$
(2.57)

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \left[\frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) - \frac{\frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (1 - K_R + K_R \cdot \sec \bar{\alpha}) \cdot K_c \right];$$
(2.58)

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \left[\frac{a}{L} \cdot \left(1 - \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) + \frac{\frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot (1 - K_R + K_R \cdot \sec \bar{\alpha}) \cdot K_c \right];$$
(2.59)

де K_R – коефіцієнт розподілу дотичних реакцій між осями автомобіля,

$$K_R = \frac{R_{k1}}{R_{k1} + R_{k2}}.$$
(2.60)

Для задньопривідних автомобілів указаний коефіцієнт визначається як

$$K_R = -\frac{fR_{z1}}{R_{k2} + fR_{z1}} = -\frac{1}{1 + \frac{R_{k2}}{fR_{z1}}};$$
(2.61)

і є від'ємною величиною.

Для передньопривідних автомобілів

$$K_R = \frac{R_{k1}}{R_{k1} - f \cdot R_{z2}} = \frac{1}{1 - \frac{f \cdot R_{z2}}{R_{k1}}}. \quad (2.62)$$

Якщо нехтувати дотичними реакціями на ведених колесах, допускаючи, що вони значно менше дотичних реакцій на ведучих колесах, то можна допустити $K_R=0$ для задньопривідних автомобілів і $K_R=1$ – для передньопривідних. Для повнопривідних автомобілів K_R знаходиться в межах $[0; 1]$. У даного автомобіля Урал 4320 $K_R=0,5$.

З виразу (2.5) визначимо кутове прискорення автомобіля в площині дороги, враховуючи співвідношення (2.55) і (2.60)

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{g}{L} \cdot K_c \cdot \frac{1 - K_R \cdot (1 - \sec \bar{a})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{a}} \cdot \operatorname{tg} \bar{a}. \quad (2.63)$$

У виразі (2.63) виділимо співмножник

$$K_\Pi = \frac{1 - K_R \cdot (1 - \sec \bar{a})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{a}} \cdot \operatorname{tg} \bar{a}, \quad (2.64)$$

який називатимемо параметричним коефіцієнтом.

Таким чином, вираз (2.63) буде мати вигляд

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{g}{L} \cdot K_c \cdot K_\Pi. \quad (2.65)$$

Кутове прискорення, що виникає в несталій стадії повороту, є критерієм керованості. Із збільшенням бази автомобіля, як відомо,

керованість останнього погіршується. Це видно з рівняння (2.65). Збільшення тягових сил на колесах призводить до збільшення силового коефіцієнту, що також призводить до поліпшення керованості. Найбільше значення K_c обмежено умовами зчеплення коліс передньої або задньої осей з дорогою.

На рис. 2.3 наведена залежність параметричного коефіцієнта K_{Π} від середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту керованих коліс двовісного автомобіля Урал 4320 в спорядженому стані. З графіка, наведеного на рис. 2.3, видно, що із збільшенням кута $\bar{\alpha}$ відбувається збільшення коефіцієнта K_{Π} і, як наслідок, – збільшення кутового прискорення. Проведемо аналіз впливу геометричних параметрів автомобіля на величину K_{Π} .

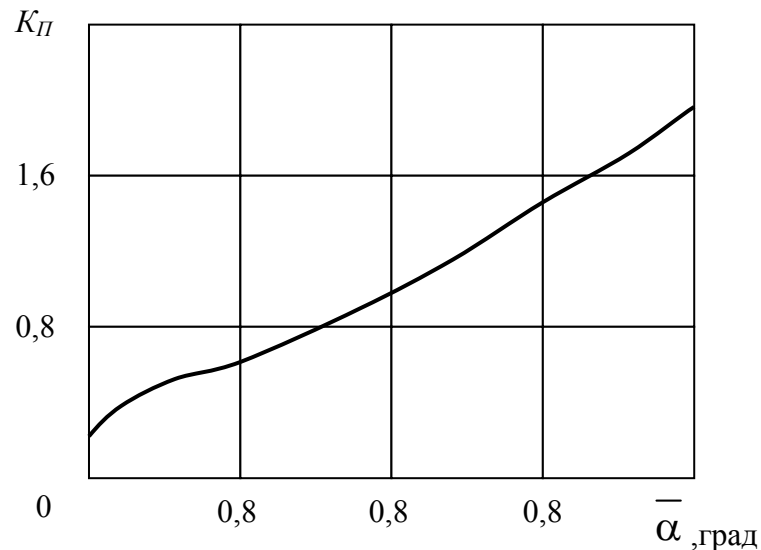


Рисунок 2.3 – Залежність параметричного коефіцієнту керованості спорядженого повнопривідного автомобіля Урал-4320 в двовісному виконанні від середнього кута повороту керованих коліс

Радіус інерції автомобіля в роботі [117] запропоновано визначати через координати центру мас і колію машини

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b + \frac{B^2}{12}}, \quad (2.66)$$

де B – колія автомобіля.

Враховуючи, що $a=L-b$, вираз (2.66) перетворюється до вигляду

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (L-b) \cdot b + \frac{B^2}{12}} = L \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{b}{L}\right) \cdot \frac{b}{L} + \frac{B^2}{12 \cdot L}}. \quad (2.67)$$

Підставляючи (2.67) у вираз (2.64), одержимо

$$K_{\Pi} = \frac{1 - K_R \cdot (1 - \sec \bar{a})}{1 + \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{b}{L}\right) + \frac{B^2}{12} \right] \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{a}} \cdot \operatorname{tg} \bar{a}. \quad (2.68)$$

З виразу (2.68) видно, що із збільшенням $\frac{b}{L}$ (наближенням центру мас автомобіля до передньої вісі) коефіцієнт K_{Π} зменшується. Отже зменшується і кутове прискорення автомобіля (керованість погіршується). Це ж відбувається із збільшенням колії автомобіля B .

2.2 Визначення реакцій дороги на колесах передньої і задньої осей автомобіля з урахуванням бічного відведення шин

Оскільки раніше визначено, що врахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами автомобіля дещо впливає на точність визначення реакцій на колесах, то для розгляду використовуємо двоколісну («велосипедну») модель автомобіля (рис. 2.4) [225], [226].

Визначимо відстань H від полюсу D до центру мас C автомобіля

$$H = \overline{CD} = \frac{a \cdot \operatorname{tg} \delta_2 - b \cdot \operatorname{tg} (\bar{\alpha} - \delta_1)}{\operatorname{tg} (\bar{\alpha} - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}, \quad (2.69)$$

де δ_1, δ_2 – кути відведення коліс передньої і задньої осей, відповідно.

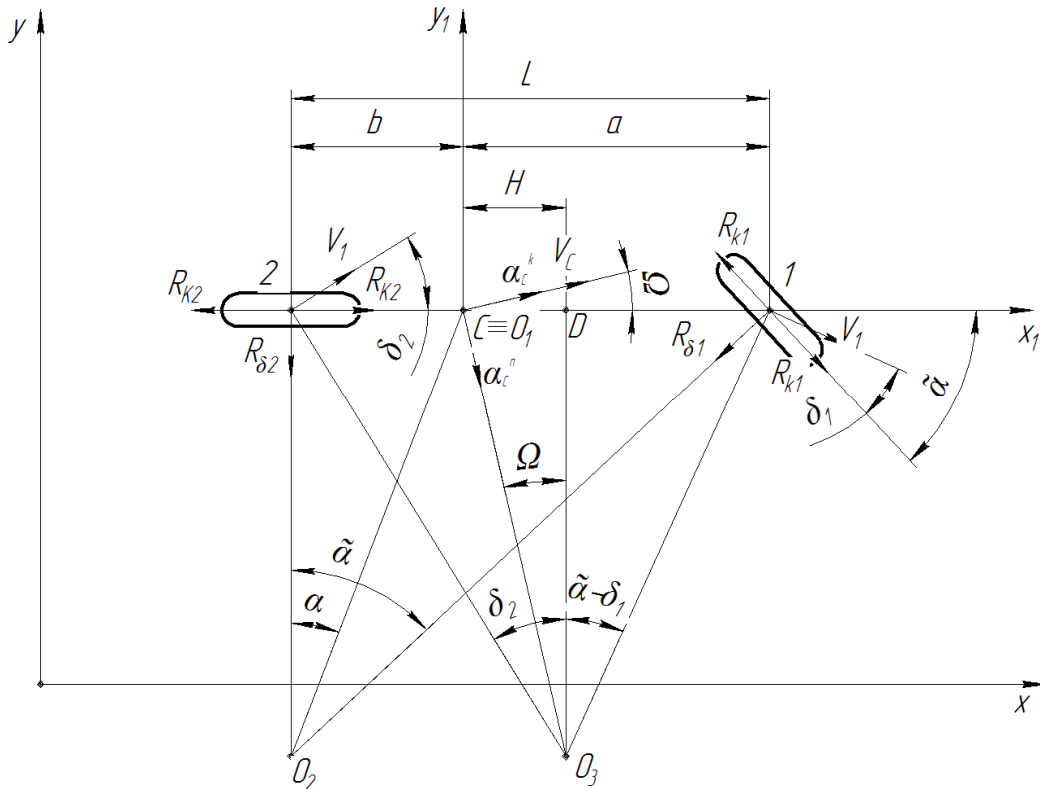


Рисунок 2.4 – Схема сил, що діють на автомобіль при русі з відведенням на повороті

Провівши перетворення тригонометричних функцій і зробивши припущення, що $\operatorname{tg} \delta_1 \approx \delta_1$ і $\operatorname{tg} \delta_2 \approx \delta_2$, остаточно одержимо

$$H = \frac{L \cdot \delta_2}{\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - b. \quad (2.70)$$

Радіус повороту машини R_D , що визначається як довжина перпендикуляра, опущеного з центру повороту O_3 на подовжню вісь автомобіля (в точку D)

$$R_D = \frac{L}{\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}. \quad (2.71)$$

Кутова швидкість автомобіля в горизонтальній площині

$$\omega_z = \frac{V_{x_1}}{R_D} = \frac{V_{x_1}}{L} \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (2.72)$$

Кутова швидкість автомобіля збільшується із збільшенням δ_2 і зменшується із зменшенням δ_1 .

Кутове прискорення автомобіля

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right]. \quad (2.73)$$

Рівняння руху автомобіля

$$\left\{ \begin{aligned} m \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= R_{K_2} + R_{K_1} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_1} \cdot \sin \bar{\alpha}; \end{aligned} \right. \quad (2.74)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{K_1} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_{\delta_1} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_2}; \end{aligned} \right. \quad (2.75)$$

$$\left\{ \begin{aligned} I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} &= R_{K_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta_2} \cdot b. \end{aligned} \right. \quad (2.76)$$

Лінійні прискорення центру мас автомобіля

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = a_c^n \cdot \sin \Omega + a_c^k \cdot \cos \Omega; \quad (2.77)$$

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = -a_c^n \cdot \cos \Omega + a_c^k \cdot \sin \Omega, \quad (2.78)$$

де $a_c^k; a_c^n$ – дотичне і нормальне прискорення центру мас автомобіля;

Ω – кут між відрізками $\overline{CO_3}$ і $\overline{DO_3}$ (рис. 2.4)

$$tg\Omega = \delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1); \quad (2.79)$$

$$\sin\Omega = \frac{\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}{\sqrt{1 + \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right]^2}}; \quad (2.80)$$

$$\cos\Omega = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right]^2}}. \quad (2.81)$$

Нормальне прискорення центру мас автомобіля

$$a_c^n = \frac{V_{X_1}^2}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (2.82)$$

Дотичне прискорення центру мас автомобіля

$$a_c^k = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{L}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}. \quad (2.83)$$

Підставляючи (2.73) в (2.83), одержимо

$$a_c^k = \frac{dV_{X_1}}{dt} + V_{X_1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt}}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}. \quad (2.84)$$

Підставляючи вирази (2.79), (2.80), (2.81), (2.82), (2.84) в рівняння (2.77), (2.78), одержимо

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{\frac{V_{x_1}^2}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \cdot \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right] + \frac{dV_{x_1}}{dt}}{\sqrt{1 + \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right]^2}} +$$

$$\frac{V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right)}{\sqrt{1 + \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right]^2}}; \quad (2.85)$$

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = \frac{\left(\frac{dV_{x_1}}{dt} + V_{x_1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt}}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right] -$$

$$- \frac{\frac{V_{x_1}^2}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}{\sqrt{1 + \left[\delta_2 - \frac{b}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right]^2}}. \quad (2.86)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (2.74)–(2.76) щодо реакцій на колесах передньої і задньої осей, одержимо, з урахуванням (2.85) і (2.86), для повнопривідного автомобіля

$$R_{\delta_1} = \frac{m}{\cos \bar{\alpha}} \cdot \left\{ \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right.$$

$$\times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} - \delta_1}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \Big\} - R_{k_1} \cdot tg\bar{\alpha}; \quad (2.87)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left\{ \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] + \frac{a}{L^2} \cdot V_{X_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\}; \quad (2.88)$$

$$R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} = m \cdot \left\{ \left[\frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left[\frac{1 + \frac{b}{L} \cdot tg\bar{\alpha} \cdot (tg\bar{\alpha} - \delta_1)}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha} \right] + \frac{V_{X_1}^2}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \cdot \left(\frac{b}{L} \cdot \delta_2 + \frac{a}{L} \cdot \delta_1 \right) \right\}. \quad (2.89)$$

З виразу (2.89) визначимо

$$L \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \frac{dV_{X_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{X_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) = \\ (2.90) \\ = \frac{\frac{R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m} - \frac{V_{X_1}^2}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \cdot \left(\frac{b}{L} \cdot \delta_2 + \frac{a}{L} \cdot \delta_1 \right)}{\frac{1 + \frac{b}{L} \cdot tg\bar{\alpha} \cdot (tg\bar{\alpha} - \delta_1)}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}}.$$

Підставляючи співвідношення (2.90) в рівняння (2.87) і (2.88), одержимо

$$R_{\delta_1} = m \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left\{ \left[\frac{R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m} - \frac{V_{X_1}}{L} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \cdot \left(\frac{b}{L} \cdot \delta_2 + \frac{a}{L} \cdot \delta_1 \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{b}{L} \cdot \delta_2}{1 + tg\bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{b}{L} \cdot \delta_2 \right]} \right] + \frac{b}{L^2} \cdot V_{X_1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} - R_{k_1} \cdot tg\bar{\alpha}; \quad (2.91)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left\{ \left[\frac{R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m} - \frac{V^2_{x_1}}{L} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \cdot \left(\frac{b}{L} \cdot \delta_2 + \frac{a}{L} \cdot \delta_1 \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{a}{L} \cdot \delta_2}{1 + tg \bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b}{L} \cdot (tg \bar{\alpha} - \delta_1) - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right]} + \frac{a}{L^2} \cdot V^2_{x_1} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\}. \quad (2.92)$$

У лівій частині рівнянь (2.91) і (2.92) можна записати

$$R_{\delta_1} = K_{y_1} \cdot \delta_1; \quad (2.93)$$

$$R_{\delta_2} = K_{y_2} \cdot \delta_2, \quad (2.94)$$

де K_{y_1}, K_{y_2} – коефіцієнти опору відведенню коліс передньої і задньої осей, відповідно.

Розв'язуючи спільно рівняння (2.91)–(2.94) можна визначити кути відведення δ_1 і δ_2 . Потім, використовуючи рівняння (2.93) і (2.94), можна визначити реакції R_{δ_1} і R_{δ_2} . За допомогою рівняння (2.90) потім можна визначити кутове прискорення автомобіля, що визначає рівень керованості останнього.

Проте аналітичними методами вказане рішення здійснити складно. Тому слід використовувати чисельні методи.

2.3 Режим керовання автомобілем при русі на повороті

При повороті машини, що має певний рівень кінетичної енергії поступального руху, відбувається збільшення кінетичної енергії

обертального руху в площині дороги [117]. У цьому випадку можливі три варіанти керування потужністю двигуна [117]:

- потужність двигуна залишається постійною ($N_{\partial\theta} = \text{const}$);
- потужність збільшується з умови збереження постійної лінійної швидкості руху ($V_{x1} = \text{const}$);
- двигун відключений від ведучих коліс ($N_{\partial\theta} = 0$).

В роботі [117] визначено, що при постійній потужності двигуна лінійна швидкість автомобіля V_{x1} , направлена уздовж його подовжньої вісі, змінюється залежно від кута повороту керованих коліс згідно із законом

$$V_{x1} = \frac{V_0}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}}}, \quad (2.95)$$

де V_0 – лінійна швидкість автомобіля у момент початку повороту.

Похідна лінійній швидкості V_{x1} автомобіля

$$\frac{dV_{x1}}{dt} = -V_0 \cdot \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \text{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec^2 \bar{\alpha}}{\sqrt{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}\right)^3}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}, \quad (2.96)$$

З виразу (2.96) видно, що від'ємне прискорення $\frac{dV_{x1}}{dt}$ автомобіля пропорційне кутовій швидкості повороту керованих коліс.

Кутове прискорення автомобіля, що виникає на повороті [117]

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right). \quad (2.97)$$

Враховуючи співвідношення (2.95), одержимо після підстановки (2.96) в рівняння (2.97)

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{\sqrt{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right)^3}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \quad (2.98)$$

або

$$\frac{d\omega_z}{d\bar{\alpha}} = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{\sqrt{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right)^3}}. \quad (2.98a)$$

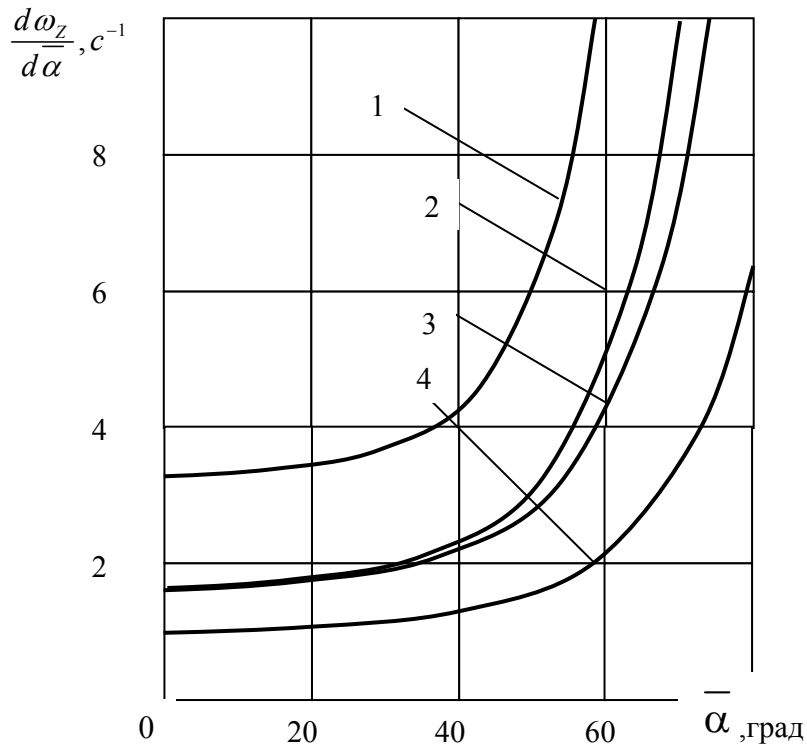
Графіки залежності $\frac{d\omega_z}{d\bar{\alpha}} = F(\bar{\alpha})$ для двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані при різних початкових швидкостях V_0 показано на рис. 2.5.

Залежність (2.95) можна представити у вигляді

$$K_V = \frac{V_{X_1}}{V_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}}, \quad (2.99)$$

де K_V – коефіцієнт зменшення швидкості автомобіля.

Графік залежності (2.99) для автомобіля Урал-4320 в двовісному виконанні і спорядженому стані представлено на рис. 2.6.



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 2.5 – Залежність величини $d\omega_z/d\bar{\alpha}$ від кута $\bar{\alpha}$ для двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані при $N_{\partial\theta}=\text{const}$

Аналіз графіків залежності (2.98), наведених на рис. 2.5 показує, що в реальних межах зміни середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту керованих коліс автомобілів $\bar{\alpha} \leq 40^\circ$ величина $\frac{d\omega_z}{d\bar{\alpha}}$ змінюється незначно (коливання значень не перевищують 7 %). Тому можна прийняти з допущенням, що

$$\frac{d\omega_z}{dt} \approx \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_0 = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}, \quad (2.100)$$

де $\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_0$ – кутове прискорення автомобіля в момент початку повороту.

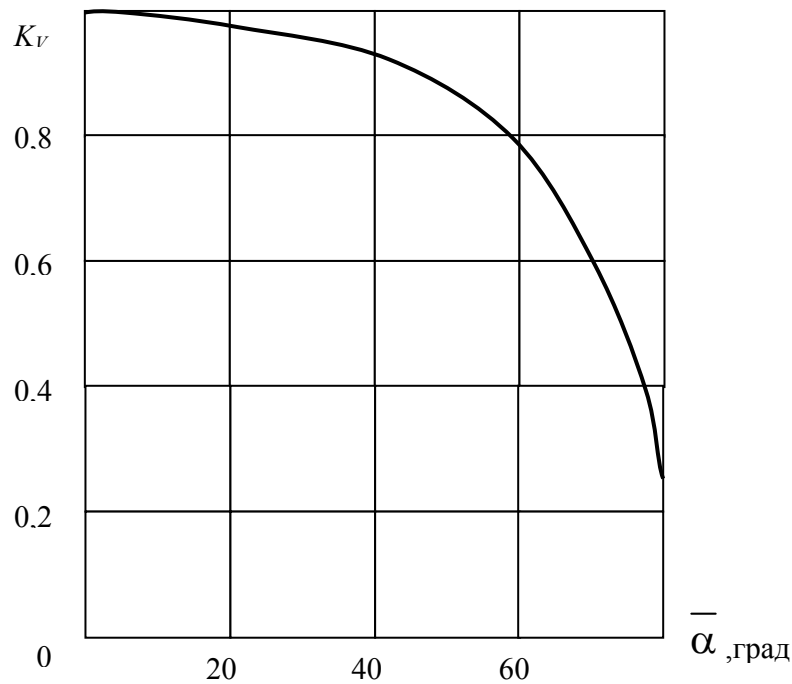


Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта K_V зменшення швидкості двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані від середнього кута повороту керованих коліс

Аналіз залежностей (2.98) і (2.100) показує, що із зменшенням бази автомобіля L відбувається збільшення кутового прискорення автомобіля при повороті. При $\bar{\alpha} \leq 40^\circ$ величина $K_V \geq 0,917$.

Для забезпечення постійної лінійної швидкості V_{x1} в процесі входу автомобіля в поворот необхідно збільшувати потужність двигуна. В роботі [117] нами раніше, без врахування уводу шин, одержано залежність для визначення необхідного збільшення кінетичної енергії автомобіля при русі на повороті з постійною лінійною швидкістю $V_{x1} = V_0 = const$.

$$\Delta W_K = W_{K_2} - W_{K_1} = \frac{m \cdot V_{x1}^2}{2 \cdot \cos^2 \gamma} + \frac{I_{zc} \cdot \omega_z^2}{2} - \frac{m \cdot V_{x1}^2}{2}, \quad (2.101)$$

де γ – кут між напрямом вектору лінійної швидкості V_C центру мас автомобіля і його подовжньою віссю $O_I X_I$ (див. рис. 2.1)

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{a}}}. \quad (2.102)$$

Кутова швидкість автомобіля при повороті [137]

$$\omega_z = \frac{1}{L} \cdot V_{x_1} \cdot \operatorname{tg} \bar{a}. \quad (2.103)$$

Підставляючи (2.102), (2.103), в (2.101) і враховуючи, що

$$I_{zc} = m \cdot i_z^2, \quad (2.104)$$

одержимо

$$\Delta W_K = \frac{m \cdot V_{x_1}^2}{2} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{a}. \quad (2.105)$$

Відносне збільшення кінетичної енергії

$$\delta \cdot W_K = \frac{\Delta W_K}{W_{K_1}} = \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{a}. \quad (2.106)$$

Якщо допустити, що до початку повороту автомобіль рухався із відносно невеликою швидкістю ($V_0=30-40$ км/год), силами аеродинамічного опору і опору коченню на ведених колесах можна нехтувати, то дотичні реакції на ведучих колесах рівні нулю. У цьому випадку додаткова потужність двигуна дозволить збільшити крутні моменти на колесах, що призведе до підтримки постійної швидкості руху.

Додаткова потужність двигуна

$$\Delta N_{\partial s} = \frac{d \cdot (\Delta W_K)}{dt} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = R_K \cdot V_{x_1}, \quad (2.107)$$

де R_K – сумарна дотична реакція на колесах автомобіля.

З рівняння (2.107) визначимо необхідну сумарну дотичну реакцію на колесах автомобіля

$$R_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{x_1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (2.108)$$

З виразів (2.107) і (2.108) видно, що величини додаткової потужності двигуна $\Delta N_{\partial s}$ і сумарної дотичної реакції на колесах R_K збільшується із зростанням кутової швидкості повороту керованих коліс (при вході в поворот). Величина сумарної дотичної реакції R_K обмежена зчепленням ведучих коліс з опорною поверхнею. Для повнопривідного автомобіля

$$R_{K \max} = m \cdot g \cdot \varphi. \quad (2.109)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (2.108) і (2.109), визначимо максимальну за умови зчеплення кутову швидкість повороту керованих коліс

$$\dot{\alpha}_{\max} = \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_{\max} = \frac{2 \cdot g \cdot \varphi}{V_{x_1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \frac{2tg\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}}}. \quad (2.110)$$

На рис. 2.7 наведені графіки залежності $\dot{\alpha}_{\max} = \dot{\alpha}_{\max}(\bar{\alpha})$ для того повнопривідного автомобіля, що розглядається, як приклад. Слід зазначити, що за $0 \leq \bar{\alpha} \leq 40^\circ$ максимально допустима швидкість повороту керованих коліс значно вище, ніж за $\bar{\alpha} > 40^\circ$.

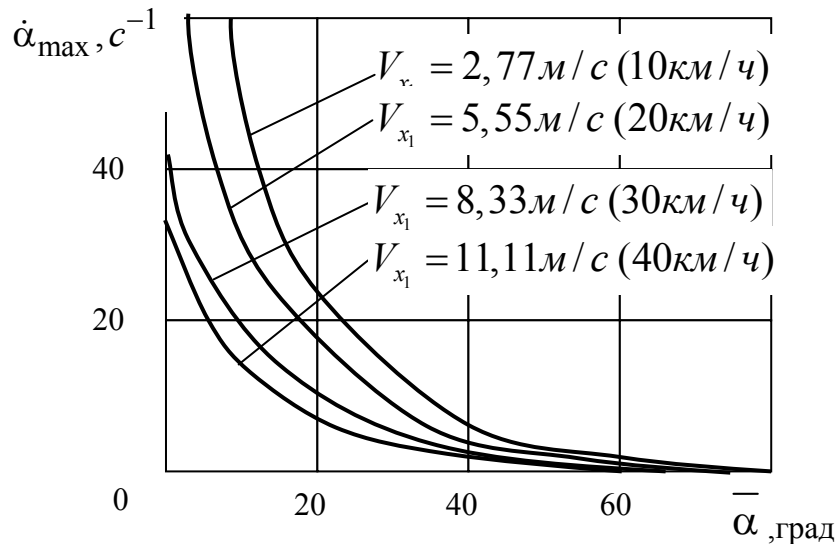


Рисунок 2.7 – Залежність $\dot{\alpha}_{\max}(\bar{\alpha})$ для двовісного автомобіля Урал-4320

в спорядженому стані (за умови $V_{x_1} = \text{const}$)

Слід зазначити, що умова (2.110) одержана при рівності дотичних реакцій на ведучих колесах граничним силам зчеплення (залежність (2.109)). Більш точно вказану умову необхідно визначати з урахуванням співвідношення

$$R_{K \max} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - R_{\delta_1}^2} + \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - R_{\delta_2}^2}. \quad (2.111)$$

2.4 Керованість автомобіля при русі на повороті з відключеним двигуном

Визначимо кутове прискорення автомобіля при повороті і відключеному двигуні (рух накатом) [227], [226].

У рівнянні (2.63) в цьому випадку силовий коефіцієнт прийме від'ємне значення

$$K_C = -\frac{f \cdot m \cdot g}{m \cdot g} = -f. \quad (2.112)$$

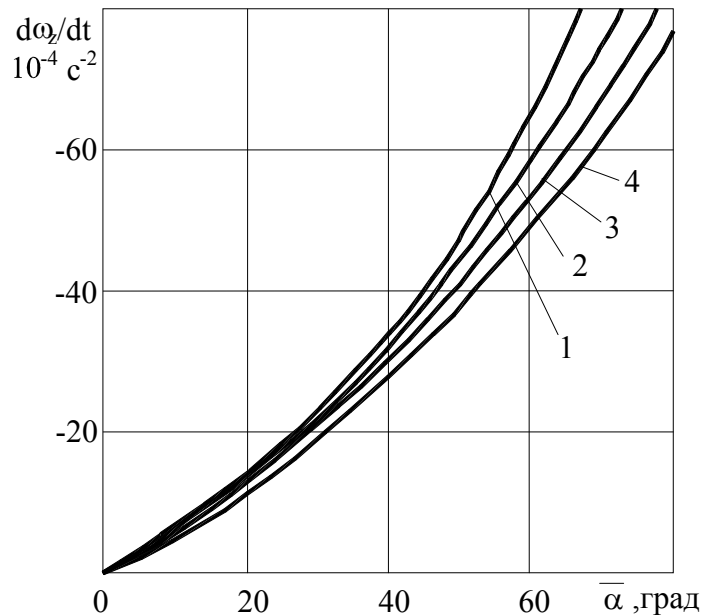
Коефіцієнт розподілу дотичних реакцій між колесами в цьому випадку

$$K_R = \frac{R_{Z_1}}{m \cdot g}. \quad (2.113)$$

Підставляючи вирази (2.112), (2.113) в рівняння (2.63), остаточно одержимо

$$\frac{d\omega_z}{dt} = -\frac{f \cdot g}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{1 + \frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2}\right) \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - \frac{f \cdot h}{L} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}. \quad (2.114)$$

При $\bar{\alpha} = 0$ величина $d\omega_z/dt=0$. На рис. 2.8 для даного автомобіля Урал-4320 наведені графіки залежності $d\omega_z/dt=F(\bar{\alpha})$ при різних лінійних швидкостях машини.



$$f=0,015; b=1,81 \text{ м}; i_z=1,232 \text{ м}; L=4,2 \text{ м};$$

$$1 - V_{x1} = 11,1 \text{ м/с}; 2 - V_{x1} = 8,33 \text{ м/с}; 3 - V_{x1} = 5,55 \text{ м/с}; 4 - V_{x1} = 2,78 \text{ м/с}$$

Рисунок 2.8 – Залежність від’ємного кутового прискорення від середнього кута повороту керованих коліс при русі накатом двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані

Аналіз графіків, наведених на рис. 2.8, показує, що лінійна швидкість V_{x1} чинить незначний вплив на кутове прискорення автомобіля. Слід зазначити, що при русі з вимкненим двигуном (рух накатом) лінійна швидкість з часом зменшується до нуля. Тому малий вплив лінійної швидкості V_{x1} на $d\omega_z/dt$ дозволяє використовувати залежність (2.114) для практичних розрахунків без урахування зміни V_{x1} від часу t .

Визначимо реакції дороги на колесах автомобіля при русі на повороті з відключеним двигуном і визначимо умови забезпечення керованості і стійкості автомобіля.

Умовами відсутності бічного ковзання передніх і задніх коліс при русі на повороті з відключеним двигуном є

$$R_{\delta_1} \leq R_{z_1} \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}; \quad (2.115)$$

$$R_{\delta_2} \leq R_{z_2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (2.116)$$

При русі автомобіля накатом

$$R_{k_1} = -f \cdot R_{z_1}; \quad (2.117)$$

і

$$R_{k_2} = -f \cdot R_{z_2}, \quad (2.118)$$

Підставляючи співвідношення (2.117) і (2.118) в рівняння (2.8), (2.9), (2.12) і (2.13), а також враховуючи, що

$$R_{z_1} + R_{z_2} = m \cdot g, \quad (2.119)$$

Одержимо

$$R_{\delta_1} = f \cdot tg \bar{\alpha} \cdot \left\{ \begin{aligned} & R_{z_1} \cdot \frac{1 - \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} - m \cdot g \times \\ & \times \sec \bar{\alpha} \cdot \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}} + m \cdot \frac{V_{x_1}^2}{f} \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \sec \bar{\alpha} \end{aligned} \right\}; \quad (2.120)$$

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{\frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{h}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)} \times$$

$$\times \frac{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) + f \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + f \cdot \frac{h}{L} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}; \quad (2.121)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} - m \cdot g \cdot f \cdot \frac{\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} +$$

$$+ f \cdot R_{z_2} \cdot \frac{\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}. \quad (2.122)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{\frac{a}{L} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)} -$$

$$- \frac{\frac{V_{x_1}^2}{g} \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \frac{h}{L} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \cdot \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - f \cdot \frac{h}{L} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}. \quad (2.123)$$

Після підстановки рівнянь (2.120) і (2.121) в нерівність (2.115), а також – рівнянь (2.122) і (2.123) у вираз (2.115), одержимо області значень, що відповідають збереженню автомобілем керованості і стійкості.

За умови відсутності бічного ковзання передніх коліс

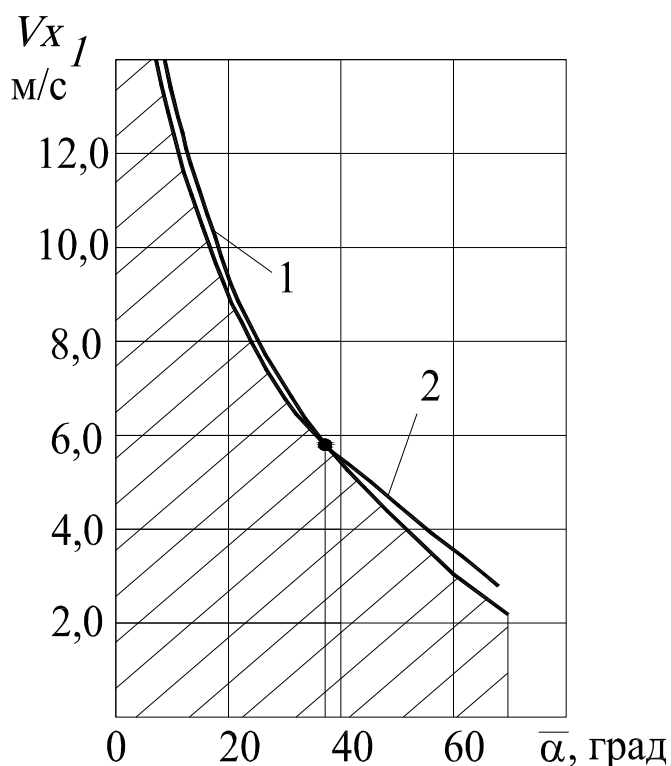
$$\begin{aligned}
 V_{\text{ш}} \leq L \cdot & \left[\frac{g \cdot f}{b} \cdot \left(\frac{b}{L} + \frac{f \cdot \frac{h}{L}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \cdot \left[\sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1} \cdot a g \bar{\alpha} \cdot \cos \bar{\alpha} - \frac{\cos \bar{\alpha} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot (1 - \cos \bar{\alpha})}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right] + \right. \\
 & \left. 1 - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha} + \sin \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right] + \\
 & \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left[1 - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right] + \right. \\
 & \left. 1 - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha} + \sin \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right].
 \end{aligned} \tag{2.124}$$

За умови відсутності бічного ковзання задніх коліс

$$\begin{aligned}
 V_{\text{ш}} \leq L \cdot & \frac{g \cdot f}{a} \cdot \left(\frac{a}{L} + \frac{f \cdot \frac{h}{L} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right) \cdot \left[\sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1} \cdot a g \bar{\alpha} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} + \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \cdot \left[1 - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right] \right. \\
 & \left. 1 - f \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{\sec \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} + \frac{b}{a} \cdot f \cdot \frac{h}{L} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} \cdot \left[\sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \frac{\text{tg} \bar{\alpha} \cdot (\sec \bar{\alpha} - 1)}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha}} \right] \right].
 \end{aligned} \tag{2.125}$$

На рис. 2.9 наведені залежності гранично допустимої швидкості руху двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані на повороті з відключеним двигуном від середнього кута повороту керованих коліс.

З графіків видно, що при $\bar{\alpha} < 40^\circ$ критичні швидкості початку бічного ковзання передніх і задніх коліс однакові, а при $\bar{\alpha} \geq 40^\circ$ першими починають ковзати убік передні колеса, тобто автомобіль втрачає керованість. Вказані критичні швидкості для даного автомобіля при русі накатом на повороті при $\bar{\alpha} < 40^\circ$ знаходяться в межах від 5,55 м/с (20 км/год) до 15,15 м/с (50 км/год).



1 – межа бічного ковзання передніх коліс;

2 – межа бічного ковзання задніх коліс

Рисунок 2.9 – Зона допустимих значень лінійних швидкостей руху з відключеним двигуном на повороті (заштрихована) двовісного автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані на сухому асфальтобетоні ($\varphi = 0,8$; $f = 0,015$)

2.5 Оцінка здатності автомобіля до входу в поворот

Вхід в поворот є найвідповідальнішим моментом здійснення маневру. Здатність автомобіля входити в поворот, тобто реагувати на керуючу дію, є характеристикою керованості. Нами раніше [37], [117], [118] запропоновано оцінювати керованість автомобілів за величиною кутового прискорення в площині дороги, що виникає при повороті керованих коліс. Кутове прискорення виникає у випадку, якщо повертаючий момент буде більше моменту опору повороту. В роботах [228], [229] нами введено поняття

коефіцієнту керованості автомобіля, що є відношенням повертаючого моменту до моменту опору повороту. В початковий момент часу здійснення повороту цей коефіцієнт (якщо він більше одиниці) показує, що колісна машина здатна увійти в поворот [230].

У роботах [37], [117], [118] одержані диференціальні рівняння, що дозволяють описати динаміку повороту автомобілів при здійсненні його різними способами. Проте, у вказаних роботах не розглядався початковий момент входу в поворот і не визначалися умови, за яких поворот можливий. Для проведення порівняльного аналізу керованості різних машин необхідний критерій, за можливості безрозмірний, якого у вказаних вище роботах немає. Безрозмірні критерії використовувалися раніше в роботах [38], [98], але таких критеріїв було декілька.

Кутове прискорення, що виникає при вході автомобіля в поворот, визначається з наступних рівнянь

$$\frac{dw_z}{dt} = \frac{1}{I_{zc}} \cdot (M_{нов} - M_{он}) = \frac{M_{он}}{I_{zc}} \cdot (K_{кер} - 1), \quad (2.126)$$

де I_{zc} – момент інерції машини 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

$$K_{кер} = \frac{M_{нов}}{M_{он}}. \quad (2.127)$$

При $K_{кер} > 1$ колісна машина здатна увійти до повороту, оскільки при цьому виникає позитивне кутове прискорення. За $K_{кер} > 1$ поворот неможливий.

У роботах [37], [117], [118] для двоавтомобіля (типу «велосипед») зі всіма ведучими колесами одержано рівняння обертального руху

$$I_{zc} \cdot \frac{dw_z}{dt} = R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \alpha + R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \alpha - R_{\delta_2} \cdot b, \quad (2.128)$$

де α – кут повороту переднього керованого колеса;

R_{k_1} – дотична реакція на передньому керованому колесі.

У рівнянні (2.128) повертаючий момент

$$M_{пов} = R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \alpha + R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \alpha. \quad (2.129)$$

Момент опору повороту

$$M_{он} = R_{\delta_2} \cdot b. \quad (2.130)$$

Коефіцієнт керованості двоавтомобіля

$$K_{кер} = \frac{R_{k_1}}{R_{\delta_2}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \sin \alpha + \frac{R_{\delta_1}}{R_{\delta_2}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \cos \alpha. \quad (2.131)$$

Оскільки мова йде про здатність автомобіля до входу в поворот, то $\alpha=0$, так як в початковий момент часу кероване колесо ще не повернено. Початковий коефіцієнт керованості

$$K_{кер_0} = \frac{R_{\delta_{10}}}{R_{\delta_{20}}} \cdot \frac{a}{b}. \quad (2.132)$$

де $R_{\delta_{10}}, R_{\delta_{20}}$ – бічні реакції на осях автомобіля в початковий момент

повороту.

Бічні реакції дороги на передніх і задніх колесах були раніше визначені в роботах [37], [117], [118]

$$R_{\delta 1} = m \sec \alpha \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right) \mp R_{K1} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (2.133)$$

$$R_{\delta 2} = m \left[\operatorname{tg} \alpha \left(\frac{ab - i_z^2}{L^2} \right) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + V_{x1} \cdot \frac{ab - i_z^2}{L^2 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right]; \quad (2.134)$$

У рівнянні (2.133) верхній знак при $R_{K1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ відповідає випадку зі всіма ведучими колесами і випадку з переднім ведучим колесом, а нижній знак – задньому ведучому і передньому веденому колесам.

У початковий момент часу $\alpha=0$ і вирази (2.133) і (2.134) приймуть наступний вигляд

$$R_{\delta 1} = m \cdot V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)_0; \quad (2.135)$$

$$R_{\delta 2} = m \cdot V_{x1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)_0. \quad (2.136)$$

де $\left(\frac{d\alpha}{dt} \right)_0$ – початкова кутова швидкість повороту керованих коліс.

Підставляючи вирази (2.135) і (2.136) в (2.132), одержимо

$$K_{кер0} = \frac{1 + \frac{i_z^2}{b^2}}{1 - \frac{i_z^2}{ab}}. \quad (2.137)$$

У вираз (2.137) входять геометричні параметри автомобіля, що дозволяє проводити оцінку їх впливу на керованість об'єкту дослідження.

При $i_z = \sqrt{a \cdot b}$ величина $K_{кер0} \rightarrow \infty$, тобто машина володіє високою керованістю. В роботах [117], [118] ймовірнісними методами визначено математичне очікування радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної осі

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b + \frac{B^2}{12}}. \quad (2.138)$$

В умовної двоавтомобіля $B=0$. Тому вираз (2.138) прийме вигляд

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b}. \quad (2.139)$$

Підставляючи (2.139) у вираз (2.137) одержимо

$$K_{кер0} = 1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{b}{L} \right)^{-1}. \quad (2.140)$$

Величина b/L теоретично може змінюватися в межах $[0; 1]$. На рис. 2.10 представлено графік залежності (2.140) в теоретично можливих межах зміни відносної горизонтальної координати центру мас b/L . Аналіз графіка, наведено на рис. 2.10 показує, що із зменшенням b/L від 1 до 0 відбувається збільшення $K_{кер0}$ від величини 1 до ∞ . Таким чином, зсув центру мас двоавтомобіля до задньої вісі спричиняє поліпшення керованості, тобто здібності машини до входу в поворот.

Для чотириколісного автомобіля рівняння обертального руху, одержане в роботах [37], [117], [118] має вигляд

$$J_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = R_{k1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha} - R_{\delta2} + \frac{B}{2} (R_{K_2}'' - R_{K_2}' + R_{K_1}'' - R_{K_1}'), \quad (2.141)$$

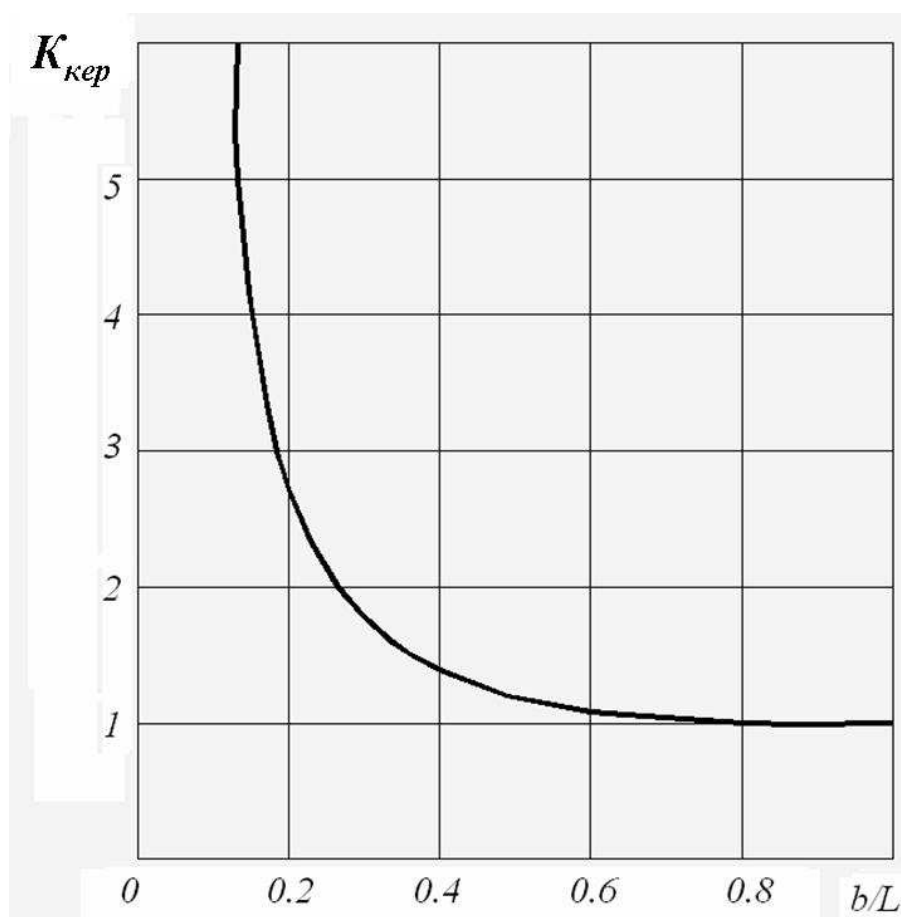


Рисунок 2.10 – Залежність коефіцієнта керованості двоавтомобіля від відносної подовжньої координати центру мас

де R'_{K1} , R'_{K2} – дотичні реакції на передньому і задньому внутрішніх (менш навантажених) колесах;

R''_{K1} , R''_{K2} – дотичні реакції на передньому і задньому зовнішніх (більш навантажених) колесах.

Бічні реакції на колесах передньої і задньої осей [37], [117], [118]

$$R_{\delta 1} = m \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[\operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cdot \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] \mp R_{K1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}; \quad (2.142)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left[\operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2} \cdot \frac{a}{L} \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 \cdot \cos \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right], \quad (2.143)$$

де h – висота центру мас машини.

У початковий момент часу ($\bar{\alpha}=0$) робимо припущення про те, що сумарні дотичні реакції на колесах зовнішнього і внутрішнього борту за рівномірного руху рівні між собою. У цьому випадку початковий коефіцієнт керованості

$$K_{кер0} = \frac{1 + \frac{i_z^2}{b^2} + f \cdot \frac{h}{b}}{1 - \frac{i_z^2}{a \cdot b} - f \cdot \frac{h}{a}}. \quad (2.144)$$

Підставляючи вираз (2.138) в (2.144), одержимо після перетворень

$$K_{кер0} = \frac{1 + \frac{L}{b} + \frac{B^2}{6b^2} + 2f \cdot \frac{h}{b}}{1 - \frac{B^2}{6ab} - 2f \cdot \frac{h}{a}}. \quad (2.145)$$

Враховуючи, що $a=L-b$ і проводячи перетворення виразу (2.145) так, щоб виразити в ньому безрозмірні координати центру мас b/L і h/L , одержимо відносно

$$K_{кер0} = \frac{\left(1 - \frac{b}{L} \right) \cdot \left(1 + \frac{b}{L} + \frac{B^2}{6 \cdot L^2} \cdot \frac{L}{b} - 2 \cdot f \cdot \frac{h}{L} \right)}{\left(1 - \frac{b}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} - \frac{B^2}{6 \cdot L^2} - 2 \cdot f \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{L}}. \quad (2.146)$$

На рис. 2.11 наведено графік залежності (2.146) для приватних значень параметрів.

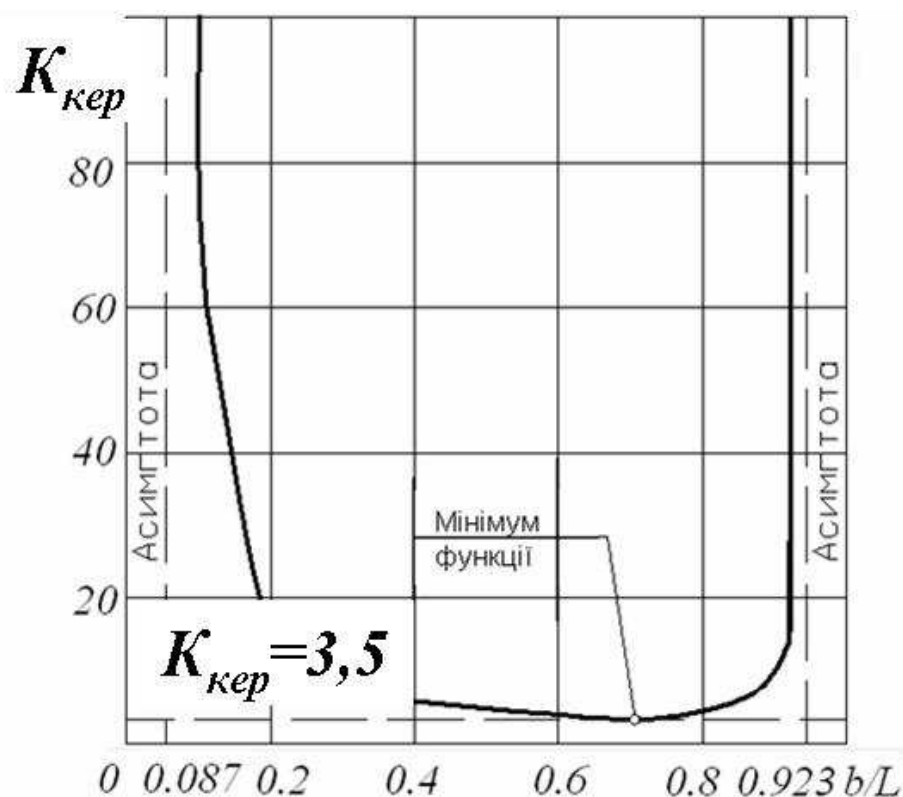


Рисунок 2.11 – Залежність коефіцієнта керованості чотириавтомобіля від відносної подовжньої координати центру мас за $h/L=0,25$; $f=0,02$; $B^2/(6L^2)=0,07$

Аналіз вказаного графіка показує, що зліва і справа він обмежений асимптотами. За $b/L=0,0766$ і $b/L=0,913$ відбувається різке збільшення до безкінечності показника $K_{кер0}$. За значень $b/L=0,7$ одержимо мінімальну величину $(K_{кер0})_{min}=3,5$. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- запропонований критерій – коефіцієнт керованості дозволяє здійснювати оцінку здатності автомобіля за входом в поворот;
- у двоавтомобіля (велосипеда або мотоцикла) при зсуві центру мас до задньої вісі відбувається збільшення керованості; при реальному діапазоні

положень центру мас двоавтомобілів ($0,2 \leq b/L \leq 0,8$) коефіцієнт керованості змінюється в межах $1 \leq K_{кер} \leq 3$;

– розглянутий приклад для чотириавтомобіля показує, що допустимий діапазон положень центру мас машини зліва і зправа обмежені асимптотами $b/L=0,087$ і $b/L=0,923$. За значень $b/L=0,7$ набуто мінімальне значення $(K_{кер0})_{min}=3,5$;

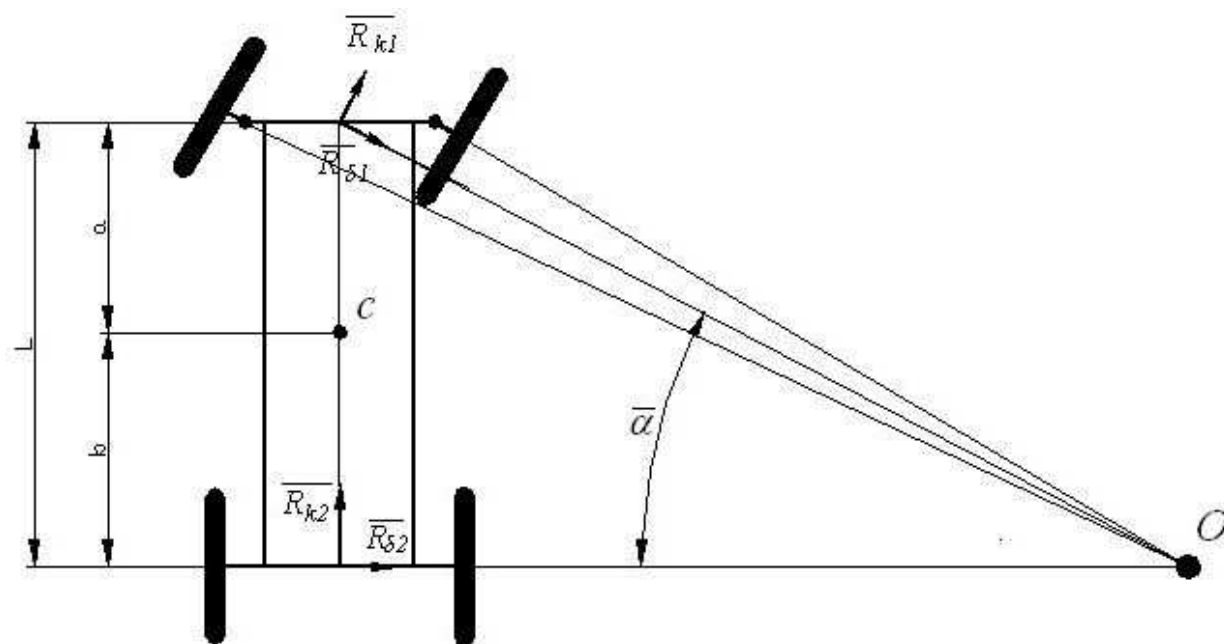
– одержана методика може бути використана конструкторами при оцінці керованості автомобілів на стадії їх проектування.

2.6 Порівняльний аналіз керованості дво- і тривісних вантажних автомобілів

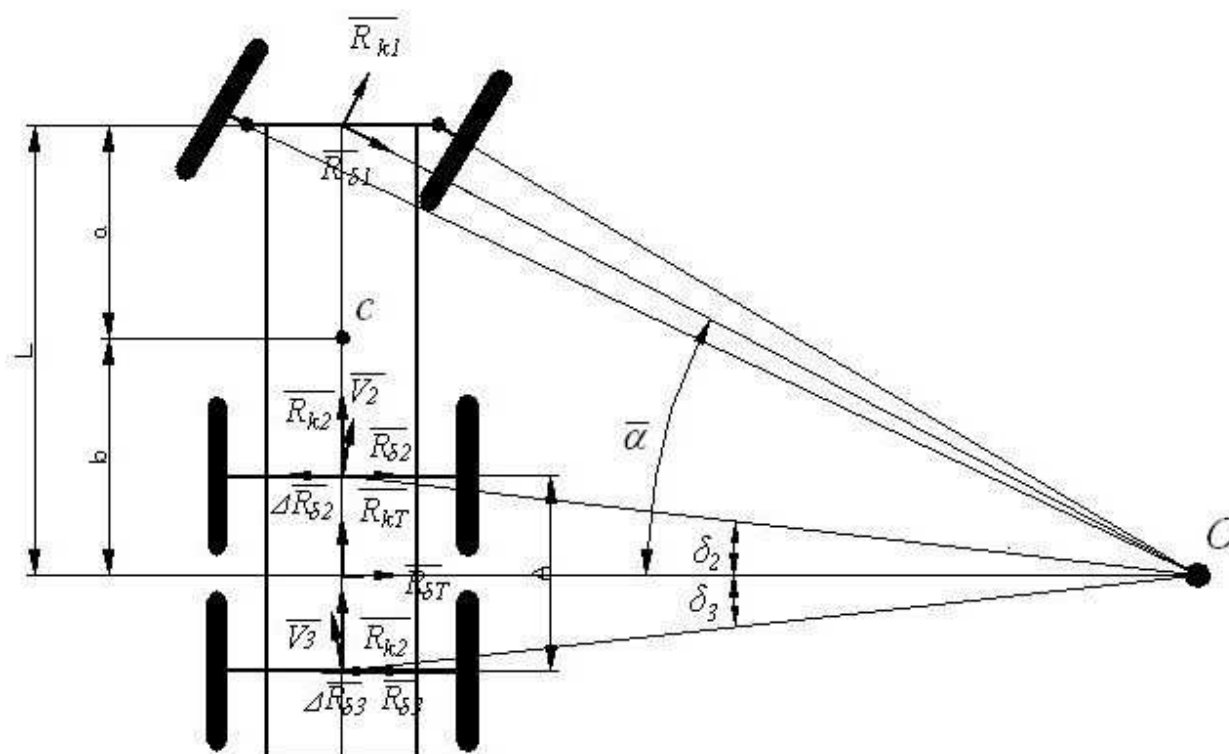
Тривісні автомобілі набули широкого поширення як військові автомобілі, що рухаються бездоріжжям. Наявність третього мосту забезпечує зниження навантаження на шини і тиск на ґрунт в контакті шин з дорогою. Це сприяє підвищенню прохідності автомобілів при русі бездоріжжям. З іншого боку, наявність додаткового мосту призводить до зниження ККД трансмісії, збільшення витрати палива, погіршення стійкості і керованості тривісних машин при русі дорогами з твердим покриттям. Проведемо порівняльний аналіз керованості дво- і тривісних автомобілів з використанням коефіцієнта керованості $K_{кер}$ [231].

На рис. 2.12 наведені схеми повороту повнопривідних автомобілів у дво- і тривісному виконанні.

Для двовісного автомобіля (рис. 2.12) повертаючий момент визначається співвідношенням (2.129), а момент опору – співвідношенням (2.130). Бічні реакції на передніх і задніх колесах, відповідно до виразів (2.133), (2.134) були визначені раніше [37], [117], [118] для двоколісної моделі автомобіля («велосипедна» схема).



а)



б)

Рисунок 2.12 – Схема повороту дво- і тривісних повнопривідних автомобілів

Для чотириколісної схеми в роботах [37], [117], [118] нами раніше визначені сумарні бічні реакції на колесах передньої і задньої осей (для всіх ведучих коліс)

$$R_{\delta 1} = m \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \left[tg \bar{\alpha} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot tg \bar{\alpha} \cdot \frac{b}{L^2} \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cdot \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] - R_{K1} \cdot tg \bar{\alpha}; \quad (2.147)$$

$$R_{\delta 2} = m \cdot \left[tg \bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot tg \bar{\alpha} \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h}{a} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right]. \quad (2.148)$$

Після підстановки виразів (2.147) і (2.148) в співвідношення (2.129) і (2.130) одержимо

$$M_{nos} = m \cdot a \cdot \left[tg \bar{\alpha} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot tg \bar{\alpha} \cdot \frac{b}{L^2} \left(1 + f \cdot \frac{h}{b} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cdot \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right]; \quad (2.149)$$

$$M_{on} = m \cdot b \cdot \left[tg \bar{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot tg \bar{\alpha} \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right]. \quad (2.150)$$

Коефіцієнт керованості

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \cdot \frac{\frac{dV_{x1}}{dt} (b^2 + i_z^2 + f h b) \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x1}^2 \cdot (b + f h) \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}}{\frac{dV_{x1}}{dt} (a \cdot b - i_z^2 - f h b) \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x1}^2 \cdot (a - f h) \cdot tg \bar{\alpha} + V_{x1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}}. \quad (2.151)$$

У сталій стадії повороту ($\bar{\alpha} = const$) вираз (2.151) прийме вигляд

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \cdot \frac{(b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (b + f \cdot h)}{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (a - f \cdot h)}. \quad (2.152)$$

За $V_{x1} = const$ і $\bar{\alpha} = const$ рівняння (2.151) значно спроститься і прийме наступний вигляд

$$K_{кер} = \frac{1 + f \cdot h / b}{1 - f \cdot h / a}. \quad (2.153)$$

Із співвідношення (2.151) видно, що коефіцієнт керованості двовісного автомобіля, в загальному випадку руху, залежить від геометричних параметрів, кута повороту керованих коліс, коефіцієнту опору каченню, а також швидкості повороту керованих коліс і подовжнього прискорення машини.

У сталій стадії повороту ($\bar{\alpha} = const$) при русі автомобіля із змінною швидкістю коефіцієнт керованості залежить від квадрату вказаної швидкості і подовжнього лінійного прискорення. В усталеній стадії повороту при $V_{x1} = const$ коефіцієнт керованості $K_{кер}$ залежить від геометричних параметрів автомобіля і коефіцієнта опору каченню.

Для тривісного автомобіля див. рис. (2.126) рівняння для повертаючого моменту має вигляд (2.129), а рівняння для моменту опору має вигляд

$$M_{on} = (R_{\delta 2} + R_{\delta 3}) \cdot b + \frac{A}{2} \cdot (R_{\delta 3} - R_{\delta 2}) = R_T \cdot b + \Delta R_{\delta} \cdot A, \quad (2.154)$$

де $R_{\delta 2}; R_{\delta 3}$ – бічні реакції дороги на колесах середньої і задньої осей (див. 2.126);

A – відстань між середньою і задньою осями (база балансірного візка)

ΔR_δ – додаткова бічна реакція на колесах середнього і заднього мостів, обумовлена кінематичною невідповідністю траєкторій їх руху (див. рис. 2.12б)

$$\Delta R_{\delta 2} = -\Delta R_{\delta 3}; \quad (2.155)$$

$$\Delta R_\delta = |\Delta R_{\delta 2}| = |\Delta R_{\delta 3}| = \frac{R_{\delta 3} - R_{\delta 2}}{2}. \quad (2.156)$$

Кути відведення середньої і задньої осей

$$|\delta_2| = |\delta_3| = \delta = \frac{\Delta R_\delta}{K_y}, \quad (2.157)$$

де δ_2 ; δ_3 – кути відведення середньої і задньої осей;

K_y – коефіцієнт опору відведенню осі (середньої або задньої).

Бічні реакції на колесах середньої і задньої осей

$$R_{\delta 2} = 0,5 \cdot R_{\delta_T} - \Delta R_\delta; \quad (2.158)$$

$$R_{\delta 3} = 0,5 \cdot R_{\delta_T} - \Delta R_\delta; \quad (2.159)$$

де R_{δ_T} – сумарна бічна реакція на колесах середньої і задньої осей (заднього балансирного візка); за аналогією з двовісним автомобілем рівна правій частині виразу (2.23).

Кути відведення середньої і задньої осей (див. рис. 2.12б)

$$\delta \cong \frac{A}{2R}, \quad (2.160)$$

де R – радіус повороту машини (відстань $\overline{OH}$ – див. рис. 2.12б)

Вираз (2.154) з урахуванням (2.156), (2.157), (2.158), (2.148), (2.159), (2.160) прийме вигляд (приймаючи $R_T = R_{\delta_2}$)

$$M_{on} = m \cdot b \cdot \left[\frac{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b)}{L^2} \cdot \overline{tg\alpha} \cdot \frac{dV_{x1}}{df} + V_{x1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) \cdot \overline{tg\alpha} + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b)}{L^2 \cdot \cos^2 \overline{\alpha}} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt} \right] + \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot L} \cdot \overline{tg\alpha}. \quad (2.161)$$

Коефіцієнт керованості тривісного автомобіля

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \cdot \frac{\overline{tg\alpha} \cdot (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (b + f \cdot h) \cdot \overline{tg\alpha} + V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{\cos^2 \overline{\alpha}} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt}}{\overline{tg\alpha} \cdot (a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (a - f \cdot h) \cdot \overline{tg\alpha} + V_{x1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{\cos^2 \overline{\alpha}} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt} + \frac{A^2 \cdot K_y \cdot L}{2 \cdot m \cdot b} \cdot \overline{tg\alpha}} \quad (2.162)$$

В усталеному режимі повороту, тобто при $\overline{\alpha} = const$

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \cdot \frac{(b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (b + f \cdot h)}{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (a - f \cdot h) + \frac{A^2 \cdot K_y \cdot L}{2 \cdot m \cdot b}} \quad (2.163)$$

В усталеному режимі руху і повороту за $\overline{\alpha} = const$ і $V_{x1} = const$

$$K_{кер} = \frac{1 + f \cdot h / b}{1 - f \cdot h / a + \frac{A^2 \cdot K_y \cdot L}{2 \cdot V_{x1}^2 \cdot m \cdot a \cdot b}}. \quad (2.164)$$

Порівнюючи вирази (2.151) і (2.162), (2.152) і (2.163), (2.153) і (2.164) можна зробити висновок про те, що тривісні автомобілі, за інших рівних

умов, мають менші значення $K_{кер}$, ніж двовісні, а значить – і гіршу керованість, оскільки в знаменниках залежностей (2.162)–(2.164) додатково присутній член, величина якого пропорційна A^2 . Із співвідношення (2.164) видно, що із зростанням лінійної швидкості руху в усталеному режимі повороту керованість тривісного автомобіля поліпшується (зростає $K_{кер}$). Порівнюючи вирази (2.151) і (2.162) в початковий момент входу в поворот ($\bar{\alpha} = 0$), видно, що і в одному і в іншому випадках коефіцієнти керованості однакові і описуються залежністю

$$K_{кер} = \frac{a}{b} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b} = \frac{1 + \frac{i_z^2}{b} + f \cdot \frac{h}{b}}{1 - \frac{i_z^2}{b} - f \cdot \frac{h}{a}}. \quad (2.165)$$

Таким чином, за інших рівних умов, керованість тривісного автомобіля при вході в поворот така ж, як у двовісного автомобіля. Визначимо умову керованості тривісного автомобіля. Цією умовою є отримання $K_{кер} \geq 1$. Права частина рівняння (2.162) більше або рівна одиниці у випадку

$$(i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + V_{x_1}^2 \cdot f \cdot h \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \geq \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m}. \quad (2.166)$$

З нерівності (2.166) визначимо

$$A \leq \sqrt{\frac{2 \cdot m}{K_y} \cdot \left[V_{x_1}^2 \cdot f \cdot h \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + (i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) \right]}. \quad (2.167)$$

Вираз

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \overline{\text{tg} \alpha} + V_{x_1} \sec^2 \overline{\alpha} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt} = \frac{d\omega_z}{dt}. \quad (2.168)$$

Після підстановки (2.168) в (2.167)

$$A \leq \sqrt{\frac{2 \cdot m}{K_y} \cdot \left[V_{x_1}^2 \cdot f \cdot h \cdot \overline{\text{tg} \alpha} + (i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \right]}. \quad (2.169)$$

Вираз (2.169) є умовою забезпечення керованості тривісного автомобіля, яку необхідно виконати при проектуванні за рахунок вибору параметра A . Права частина нерівності (2.169) мінімальна в сталому режимі повороту, тобто за $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$. В цьому випадку, вираз (2.169) спроститися і прийме наступний вигляд

$$A \leq V_{x_1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot m}{K_y} \cdot f \cdot h \cdot \overline{\text{tg} \alpha_{\max}}}, \quad (2.170)$$

де $\overline{\alpha_{\max}}$ – максимальне значення середнього кута повороту керованих коліс, що досягається в усталеній стадії повороту.

Визначимо умови можливості здійснення повороту. Для двовісного автомобіля з рівняння (2.151) визначимо умову отримання $K_{\text{кер}} \geq 1$. Ця умова має вигляд

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \overline{\text{tg} \alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \overline{\alpha} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt} + V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} \cdot \overline{\text{tg} \alpha} \geq 0. \quad (2.171)$$

З нерівності (2.171) визначимо необхідну швидкість повороту керованих коліс

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq -\frac{1}{2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \left(V_{x_1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_{x_1}} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} \right). \quad (2.172)$$

Права частина рівняння (2.172) від'ємна. Отже, для двовісного автомобіля умова керованості, що полягає в отриманні $K_{кер} \geq 1$, виконується.

Із зростанням $\bar{\alpha}$ умова (2.172) стає менш жорсткою. При русі автомобіля з прискоренням $\left(\frac{dV_{x_1}}{dt} > 0 \right)$ керованість поліпшується, оскільки права частина рівняння стає меншою. За негативного лінійного прискорення керованість автомобіля погіршується, оскільки права частина виразу (2.172) збільшується. Якщо права частина нерівності (2.172) змінить свій знак на протилежний, то в керуванні автомобілем з'явиться зона нечутливості. Зона нечутливості з'явиться у випадку

$$V_{x_1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_{x_1}} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} < 0. \quad (2.173)$$

Звідки визначимо

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} < -V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b}. \quad (2.174)$$

За від'ємних лінійних прискорень автомобіля (у разі гальмування) зона нечутливості виникає, якщо сповільнення останнього

$$j_{x_1} > V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b}, \quad (2.175)$$

де $\dot{J}_{x_1}$ – лінійне уповільнення автомобіля.

З рівняння (2.166) для тривісного автомобіля визначимо умову отримання $K_{кер} \geq 1$. Воно має вигляд

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \overline{\text{tg} \alpha} + V_{x_1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} \cdot \overline{\text{tg} \alpha} - \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \geq 0. \quad (2.176)$$

З нерівності (2.176) визначимо необхідну швидкість повороту керованих коліс.

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq \left[\frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m \cdot V_{x_1}} \cdot \cos^2 \bar{\alpha} - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \left(V_{x_1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_{x_1}} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} \right) \right]. \quad (2.177)$$

Якщо права частина нерівності (2.177) додатна, то при керуванні автомобілем ми одержали зону нечутливості. Отримання від'ємної або рівної нулю правої частини нерівності (2.177) можливе у випадку

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} \geq \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \cdot \overline{\text{ctg} \alpha} - V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b}. \quad (2.178)$$

Зона нечутливості з'явиться у випадку

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} < \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \cdot \overline{\text{ctg} \alpha} - V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b}. \quad (2.179)$$

Із зростанням $\bar{\alpha}$ і V_{x_1} права частина виразу (2.178) зменшується. Це означає, що умови забезпечення керованості автомобіля стають більш сприятливими.

При гальмуванні автомобіля умова (2.178) перетвориться до вигляду

$$j_{x_1} \leq V_{x_1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} - \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \cdot \text{ctg} \bar{a}. \quad (2.180)$$

При здійсненні повороту на місці ($V_{x1} = V_{x1\min}$; $\bar{\alpha} = 0$ (статичний поворот)) в початковий момент часу статичного повороту для двовісного автомобіля умова (2.172) прийме вигляд

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq 0, \quad (2.181)$$

а для тривісного автомобіля вираз (2.177) перетвориться

$$\frac{d\bar{a}}{dt} \geq \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m \cdot V_{x1\min}}, \quad (2.182)$$

де $V_{x1\min}$ – мінімальна (близька до нуля) лінійна швидкість автомобіля при якій здійснюється поворот на місці.

Чим менше величина $V_{x1\min}$, тим більш високу швидкість повороту керованих коліс потрібно розвинути. Права частина (2.182) визначає поріг нечутливості при повороті автомобіля на місці.

При виході з повороту забезпечення керованості автомобіля важливе також, як і при вході в поворот. В цьому випадку необхідно забезпечити $K_{кер} < 1$. Необхідна швидкість повороту керованих коліс, в цьому випадку, від'ємна і повинна задовольняти нерівностям:

– для двовісного автомобіля

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < -\frac{1}{2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \left(V_{x_1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_x} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} \right); \quad (2.183)$$

– для тривісного автомобіля

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < -\left[\frac{1}{2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \left(V_{x_1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_x} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} \right) - \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m \cdot V_{x_1}} \cdot \cos^2 \bar{\alpha} \right]. \quad (2.184)$$

Порівнюючи вирази (2.183) і (2.184) можна зробити висновок про те, що тривісні автомобілі володіють гіршою керованістю при виході з повороту у порівнянні з двовісними автомобілями, оскільки вимагають створення більш високих кутових швидкостей повороту керованих коліс.

Можна зробити наступні висновки:

– тривісні автомобілі за інших рівних умов мають гіршу керованість в порівнянні з двовісними автомобілями; при вході в поворот двовісні і тривісні автомобілі (за рівних геометричних і інших параметрів) мають рівні коефіцієнти керованості;

– із зростанням лінійної швидкості руху керованість тривісного автомобіля в сталому режимі повороту поліпшується;

– при проектуванні тривісних автомобілів необхідно обмежувати величину бази A балансірного візка за умовою забезпечення керованості; для оцінки цього доцільно використовувати співвідношення (2.170).

2.7 Керованість дво- і тривісних вантажних автомобілів при реалізації граничних сил за зчепленням коліс з дорогою

Представляє інтерес визначення коефіцієнта керованості дво- і

тривісних автомобілів при реалізації граничних за зчепленням бічних реакцій на колесах.

Рівняння (2.128) перетворимо з урахуванням $I_{zc} = m \cdot i_z^2$

$$\frac{m \cdot i_z^2}{a \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} - R_{\delta_1} + R_{\delta_2} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} - R_{K_1} \cdot \overline{\operatorname{tg} \alpha} = 0. \quad (2.185)$$

Зробимо припущення про те, що автомобіль рухається з постійною швидкістю ($V_{x_1} = \text{const}; dV_{x_1}/dt = 0$). У цьому випадку граничні сили за зчепленням на передній і задній осях двовісного автомобіля

$$P_{cy_1} = \varphi \cdot R_{Z_1} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L}; \quad (2.186)$$

$$P_{cy_2} = \varphi \cdot R_{Z_2} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{a}{L}. \quad (2.187)$$

На ведучих колесах (допускаючи те, що аеродинамічна сила рівняється нулю за малих швидкостей руху) $P_{cy_1} = R_{\delta_1}$ тобто для повнопривідного автомобіля справедлива рівність

$$P_{cy_1} = R_{\delta_1} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L}; \quad (2.188)$$

$$P_{cy_2} = R_{\delta_2} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{a}{L}, \quad (2.189)$$

а для задньопривідного

$$R_{\delta_1} = \sqrt{P_{cy_1}^2 - f \cdot R_{Z_1}^2} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}}; \quad (2.190)$$

$$R_{K_1} = f \cdot R_{Z_1} \quad (2.191)$$

і рівність (2.189).

Підставляючи вирази (2.188), (2.189), (2.191) в рівняння (2.185), одержимо після перетворень для задньопривідного автомобіля

$$g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} = \frac{1}{\cos \bar{\alpha}} \cdot \left[\frac{i_z^2}{a} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + g \cdot \frac{b}{L} \cdot (\varphi - f \cdot \sin \bar{\alpha}) \right]. \quad (2.192)$$

Розв'язавши рівняння (2.192) відносно кутового прискорення, одержимо умову реалізації граничних за щепленням бічних реакцій на колесах передньої і задньої осей

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчен} = g \cdot \varphi \cdot \frac{a \cdot b}{i_z^2 \cdot L} \cdot \left(\frac{f}{\varphi} \cdot \sin \bar{\alpha} + \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} \cdot \cos \bar{\alpha} - 1 \right). \quad (2.193)$$

Вираз у дужках в правій частині рівняння (2.193) можна представити у вигляді

$$\frac{f}{\varphi} \cdot \sin \bar{\alpha} + \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} \cdot \cos \bar{\alpha} - 1 = (\cos \bar{\alpha} - \chi) - 1, \quad (2.194)$$

де $\chi = \arcsin(f/\varphi)$.

Рівняння (2.193) з урахуванням виразу (2.194) прийме вигляд

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп} &= g \cdot \varphi \cdot \frac{a \cdot b}{i_z^2 \cdot L} \cdot [\cos(\bar{\alpha} - \chi) - 1] = \\ &= -g \cdot \varphi \cdot \frac{a \cdot b}{i_z^2 \cdot L} \cdot [1 - \cos(\bar{\alpha} - \chi)] \leq 0. \end{aligned} \quad (2.195)$$

Для повнопривідного автомобіля вираз (2.195) прийме вигляд

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп} = g \cdot \varphi \cdot \frac{a \cdot b}{i_z^2 \cdot L} \cdot (\cos \bar{\alpha} - 1) = -g \cdot \varphi \cdot \frac{a \cdot b}{i_z^2 \cdot L} \cdot (1 - \cos \bar{\alpha}) \leq 0. \quad (2.196)$$

При $\frac{d\omega_z}{dt} > \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп}$ автомобіль втрачає керованість. При $\frac{d\omega_z}{dt} < \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп}$ бічні реакції на передніх і задніх колесах менше їх граничних величин за умов зчеплення.

Аналіз виразів (2.196) і (2.197) показує, що при $\bar{\alpha} = \chi$ величина $\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп} = 0$. Для повнопривідного автомобіля при $\bar{\alpha} = 0$ величина $\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп} = 0$. Звідси робимо висновок про те, що автомобіль стає некерованим у разі реалізації граничних за зчепленням бічних реакцій в початковий момент здійснення повороту (при $\bar{\alpha} = 0$).

Із зростанням кута повороту $\bar{\alpha}$ керованих коліс величина $\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчеп}$ стає від'ємною. Отже, при реалізації граничних за зчепленням бічних реакцій автомобіль стає некерованим.

Підставляючи вирази (2.188), (2.189), (2.190), (2.199) в співвідношення

(2.133), визначимо коефіцієнт керованості для даного випадку

$$K_{yup}^{зчен} = \frac{f}{\varphi} \cdot \sin \bar{\alpha} + \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} \cdot \cos \bar{\alpha} = \cos(\bar{\alpha} - \chi) \leq 1. \quad (2.197)$$

Аналіз виразу (2.197) показує, що для задньопривідного автомобіля $K_{кер} < 1$ і $K_{кер} = 1$ при $\bar{\alpha} = \chi$. Для повнопривідного автомобіля

$$K_{кер}^{зчен} = \cos \bar{a} \leq 1. \quad (2.198)$$

Таким чином, вирази (2.95) і (2.96) представимо у вигляді

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{зчен} = g\varphi \frac{ab}{i_z^2 L} (K_{кер}^{зчен} - 1) = -g\varphi \frac{ab}{i_z^2 L} (1 - K_{кер}^{зчен}) \leq 0. \quad (2.199)$$

Визначимо коефіцієнт керованості тривісного автомобіля за умови реалізації граничних за щепленням бічних реакцій на колесах всіх осей.

Використовуючи рівняння (2.130), (2.155), (2.157), (2.161), (2.188), (2.190), а також

$$R_{T\max} = P_{зч_2} + P_{зч_3} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{a}{L}, \quad (2.200)$$

одержимо для задньопривідного автомобіля

$$K_{кер}^{зчен} = \frac{\cos(\bar{\alpha} - \chi)}{1 + 0,5 \cdot \frac{A^2}{a \cdot b} \cdot \frac{K_y}{m \cdot g \cdot \varphi} \cdot tg \bar{a}}. \quad (2.201)$$

Для повнопривідного автомобіля

$$K_{кер}^{зчеп} = \frac{\cos \bar{\alpha}}{1 + 0,5 \cdot \frac{A^2}{a \cdot b} \cdot \frac{K_y}{m \cdot g \cdot \varphi} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}. \quad (2.97_{-})$$

Порівнюючи між собою вирази (2.197), (2.201), (2.198), (2.97₋) можна зробити висновок про те, що тривісні автомобілі мають значення $K_{кер}^{зчеп}$ нижчі, ніж двовісні.

Таким чином, за реалізації граничних за щепленням реакцій на колесах осей, поворот як двовісного, так і тривісного автомобілів неможливий, оскільки ми набуваємо значення коефіцієнта керованості $K_{кер}^{зчеп}$ менше одиниці, а для задньопривідного автомобіля можливе отримання $K_{кер}^{зчеп} < 0$. Це означає, що при повороті будуть виникати від'ємні кутові прискорення (направлені убік, протилежний напрямку кутової швидкості).

2.8 Оцінка додаткових витрат потужності двигуна на поворот дво- і тривісних автомобілів з урахуванням бічного відведення шин

Додаткові витрати потужності двигуна і сили опору руху при повороті є факторами, що визначають легкість керування автомобілем [37], [118].

Потужність, що витрачається на рух двовісного автомобіля з відведенням можна визначити таким чином

$$N_y = N_{y_1} + N_{y_2} = \int R_{\delta_1} dV_{\delta_1} + \int R_{\delta_2} dV_{\delta_2}, \quad (2.203)$$

де N_{y_1} – втрати потужності двигуна на рух з бічним відведенням коліс передньої осі;

N_{y_2} – втрати потужності двигуна на рух з бічним відведенням коліс задньої осі;

$V_{\delta_1}; V_{\delta_2}$ – бічні компоненти лінійних швидкостей коліс передньої і задньої осей, відповідно

$$V_{\delta_1} = V_{x_1} \cdot \operatorname{tg} \delta_1 \approx V_{x_1} \cdot \delta_1; \quad (2.204)$$

$$V_{\delta_2} = V_{x_1} \cdot \operatorname{tg} \delta_2 \approx V_{x_1} \cdot \delta_2. \quad (2.205)$$

Диференціали бічних компонентів швидкостей осей

$$dV_{\delta_1} = V_{x_1} \cdot d\delta_1 + \delta_1 dV_{x_1}; \quad (2.206)$$

$$dV_{\delta_2} = V_{x_1} \cdot d\delta_2 + \delta_2 dV_{x_1}. \quad (2.207)$$

Кути відведення передньої і задньої осей

$$\delta_1 = R_{\delta_1} / K_{y_1}; \quad (2.208)$$

$$\delta_2 = R_{\delta_2} / K_{y_2}. \quad (2.209)$$

Відповідно

$$d\delta_1 = dR_{\delta_1} / K_{y_1}; \quad (2.210)$$

$$d\delta_2 = dR_{\delta_2} / K_{y_2}. \quad (2.211)$$

Після підстановки співвідношень (2.206) і (2.207) в (2.203) з урахуванням (2.208), (2.209), (2.190), (2.191) одержимо

$$N_y = \frac{3}{2} \cdot V_{x_1} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} \cdot R_{\delta_1}^2 + \frac{1}{K_{y_2}} \cdot R_{\delta_2}^2 \right) \quad (2.212)$$

Сила опору руху, що викликана опором бічному відведенню

$$P_{опор} = \frac{dN_y}{dV_{x_1}} = \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} \cdot R_{\delta_1}^2 + \frac{1}{K_{y_2}} \cdot R_{\delta_2}^2 \right). \quad (2.213)$$

За $K_{y_1} = K_{y_2} = K_y$ вирази (2.192) і (2.193) спростяться і приймуть вигляд

$$N_y = \frac{3}{2} \cdot \frac{V_{x_1}}{K_y} \cdot (R_{\delta_1}^2 + R_{\delta_2}^2); \quad (2.214)$$

$$P_{опор} = \frac{3}{2 \cdot K_y} \cdot (R_{\delta_1}^2 + R_{\delta_2}^2). \quad (2.215)$$

Потужність, що витрачається на рух тривісного автомобіля з відведенням

$$N_y = N_{y_1} + N_{y_2} + N_{y_3}, \quad (2.216)$$

де $N_{y_1}; N_{y_2}; N_{y_3}$ – потужності, витрачені на рух з бічним відведенням передньої, середньої і задньої осей, відповідно.

Провівши перетворення, аналогічні проведеним перетворенням для двовісного автомобіля, одержимо

$$N_y = \frac{3}{2} \cdot V_{x_1} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} \cdot R_{\delta_1}^2 + \frac{1}{K_{y_2}} \cdot R_{\delta_2}^2 + \frac{1}{K_{y_3}} \cdot R_{\delta_3}^2 \right). \quad (2.217)$$

За $K_{y_1} = K_{y_2} = K_{y_3} = K_y$ вираз (2.217) спроститься і прийме вигляд

$$N_y = \frac{3}{2} \cdot \frac{V_{x_1}}{K_y} \cdot (R_{\delta_1}^2 + R_{\delta_2}^2 + R_{\delta_3}^2). \quad (2.218)$$

При повороті автомобіля, бічні реакції на колесах середнього і заднього мостів відрізняються одна від одної і визначаються залежностями (2.169) і (2.170). Підставляючи (2.158) і (2.159) в (2.218), враховуючи співвідношення (2.168) і (2.171), а також вираз

$$R = L \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha}, \quad (2.217)$$

одержимо після перетворень

$$N_y = \frac{3}{2} \cdot \frac{V_{x_1}}{K_y} \cdot \left(R_{\delta_1}^2 + 0,5 \cdot R_{\delta_T}^2 + \frac{A^2 \cdot K_y^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right). \quad (2.218)$$

Сила опору руху

$$P_{\text{опор}} = \frac{3}{4 \cdot K_y} \cdot \left(2 \cdot R_{\delta_1}^2 + R_{\delta_T}^2 + \frac{A^2 \cdot K_y^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right). \quad (2.219)$$

Із збільшенням середнього кута повороту $\bar{\alpha}$ керованих коліс відбувається збільшення втрат потужності двигуна і сили опору руху. Аналізуючи залежності (2.210) і (2.215) можна зробити висновок про те, що в

цих рівняннях представлена геометрична, а не арифметична сума сил. Як відомо, модуль вектора суми векторів завжди менше арифметичної суми модулів векторів.

2.9 Керованість автомобіля з урахуванням бічного відведення шин

2.9.1 Кутове прискорення автомобіля. Критерієм керованості, як вже було відзначено в розділі 1 (табл. 1.1), є кутове прискорення автомобіля. Кутова швидкість є критерієм поворотливості і визначається співвідношенням (2.82). Кутове прискорення, будучи похідною від кутової швидкості, визначається з рівняння (2.83). Цікавим є питання визначення лінійного прискорення dV_{x_1}/dt для автомобіля як тіла, що здійснює плоскопаралельний рух (див. рис. 2.4). Лінійне прискорення dV_{x_1}/dt – це компонента лінійного прискорення точки Д (що лежить на подовжній вісі автомобіля), направлена уздовж вісі O_lX_l . (рис. 2.4). Для автомобіля з «жорсткими» в бічному напрямі колесами такою точкою була б точка, що лежить на середині задньої вісі. Для вказаного випадку були визначені (див. залежності (2.105) і (2.106)) величини швидкості V_{x_1} і прискорення dV_{x_1}/dt . Визначимо ці величини з урахуванням бічного відведення шин.

З рівняння потужнісного балансу за умови $N_{\partial\delta} = \text{const}$

$$\frac{m \cdot V_0^2}{2} = \frac{m \cdot V_{x_1}^2}{2} + \frac{I_{z_c} \cdot \omega_z^2}{2} \quad (2.220)$$

Визначимо

$$V_{x_1} = \sqrt{V_0^2 - i_z^2 \cdot \omega_z^2}. \quad (2.221)$$

Після підстановки виразу (2.72) у рівняння (2.221) одержимо після перетворень

$$V_{x_1} = \frac{V_0}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}}. \quad (2.222)$$

Лінійне прискорення визначимо з (2.222)

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} = - \frac{V_0 \cdot \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}{2 \cdot \sqrt{\left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2\right]^3}} \cdot \frac{d}{dt} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (2.223)$$

Вираз (2.73), після підстановки в нього (2.222) і (2.223), прийме вигляд

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_0}{L \cdot \sqrt{\left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2\right]^3}} \cdot \frac{d}{dt} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (2.224)$$

Аналіз виразу (2.224) показує, що величина кутового прискорення автомобіля може приймати як плюсові, так і від'ємні значення. Крім того, воно може бути рівне нулю.

З виразу (2.224) визначимо умову отримання нульових і від'ємних значень кутового прискорення автомобіля

$$\frac{d}{dt}(\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \leq 0. \quad (2.225)$$

Виконання умови (2.225) означає втрату керованості автомобіля. Втрата керованості автомобіля особливо небезпечна в початковий момент повороту при $\bar{\alpha} = 0$. У цей момент часу і $\delta_2 = 0$, $\delta_1 = 0$. Для початкового моменту повороту автомобіля умова (2.225) прийме вигляд

$$\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 \leq \frac{d\delta_1}{dt} - \frac{d\delta_2}{dt}, \quad (2.226)$$

де $\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0$ – початкова кутова швидкість повороту керованих коліс.

Слід зазначити, що у тривісного автомобіля $\delta_2 = \delta_T$ (δ_T – кут відведення заднього балансирного візка), $\delta_2 < \delta_1$ і $\frac{d\delta_1}{dt} < \frac{d\delta_2}{dt}$. При цьому підвищується ймовірність виконання умови (2.226) і втрати керованості автомобіля. Таким чином, врахування бічного відведення шин дозволив визначити, що тривісні автомобілі володіють гіршою керованістю, ніж двовісні, у тому числі і при вході в поворот.

У початковий момент повороту ($\bar{\alpha} = 0$; $\delta_1 = 0$; $\delta_2 = 0$) рівняння (2.224) прийме наступний вигляд

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_0 = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{d}{dt} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) = \frac{V_0}{L} \cdot \left[\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right]. \quad (2.227)$$

2.9.2 Визначення коефіцієнта керованості автомобіля. Вираз (2.131) придатний і для визначення коефіцієнта керованості двовісного автомобіля. Перетворимо вирази (2.87), (2.88) і (2.89), підставляючи в них співвідношення (2.95) і (2.96). Після перетворень одержимо

$$R_{\delta_1} = \frac{m \cdot V_0 \cdot \sec \bar{\alpha}}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}} \cdot \left\{ \left[\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} - \frac{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{2 \cdot \left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2 \right]} \cdot \left(\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} - \frac{b}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) + \right. \right. \quad (2.228)$$

$$\left. + \frac{b}{L^2} \cdot \frac{V_0 \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}} \right\} - R_{k_1} \cdot tg \bar{\alpha};$$

$$R_{\delta_2} = \frac{m \cdot V_0}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}} \cdot \left\{ \left[\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} - \frac{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{2 \cdot \left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2 \right]} \cdot \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) + \right. \quad (2.229)$$

$$\left. + \frac{a}{L^2} \cdot \frac{V_0 \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}} \right\};$$

$$\begin{aligned}
R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec \bar{\alpha} = & \frac{m \cdot V_0}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}} \cdot \left\{ \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} - \right. \\
& \left. - \frac{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{2 \cdot \left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2 \right]} \right\} \cdot \left[\frac{1 + \frac{b}{L} \cdot tg \bar{\alpha} \cdot (tg \bar{\alpha} - \delta_1)}{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right] + \\
& + \frac{V_0}{L} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \cdot \frac{\frac{a}{L} \cdot \delta_1 + \frac{b}{L} \cdot \delta_2}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}} \cdot \left. \right\}. \quad (2.230)
\end{aligned}$$

У початковий момент повороту $\bar{\alpha} = 0$; $\delta_1 = 0$; $\delta_2 = 0$ вирази (2.228) і (2.229) приймуть вигляд

$$R_{\delta_1} = m \cdot V_0 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left[\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right]; \quad (2.231)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot V_0 \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left[\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right]. \quad (2.232)$$

При отриманні рівнянь (2.231) і (2.232) було враховано, що у виразах (2.228) і (2.229)

$$\lim_{\delta_2 \rightarrow 0} \frac{\delta_2}{tg \bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} = 0. \quad (2.233)$$

Аналіз виразу (2.232) показує, що при $a \cdot b = i_z^2$ величина $R_{\delta_2} = 0$. Розділивши почленно (2.231) на (2.232), одержимо

$$\frac{R_{\delta_1}}{R_{\delta_2}} = \frac{b^2 + i_z^2}{a \cdot b - i_z^2} \quad (2.234)$$

або

$$R_{\delta_2} = R_{\delta_1} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{b^2 + i_z^2}. \quad (2.235)$$

Продиференціювавши за часом рівняння (2.235), одержимо

$$\frac{dR_{\delta_2}}{dt} = \frac{dR_{\delta_1}}{dt} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{b^2 + i_z^2}. \quad (2.236)$$

Враховуючи, що

$$\frac{d\delta_2}{dt} = \frac{1}{K_{y_2}} \cdot \frac{dR_{\delta_2}}{dt} \quad (2.237)$$

і

$$\frac{d\delta_1}{dt} = \frac{1}{K_{y_1}} \cdot \frac{dR_{\delta_1}}{dt}, \quad (2.238)$$

перетворимо рівняння (2.231) і (2.232), беручи до уваги співвідношення (2.236)

$$\begin{aligned} \frac{dR_{\delta_1}}{dt} \cdot m \cdot V_0 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_2}} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{b^2 + i_z^2} - \frac{1}{K_{y_1}} \right) - R_{\delta_1} + \\ + m \cdot V_0 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 = 0; \end{aligned} \quad (2.239)$$

$$\begin{aligned} \frac{dR_{\delta_2}}{dt} \cdot m \cdot V_0 \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_2}} - \frac{1}{K_{y_1}} \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{a \cdot b - i_z^2} \right) - R_{\delta_2} + \\ + m \cdot V_0 \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 = 0. \end{aligned} \quad (2.240)$$

Розв'язок диференціальних рівнянь із перемінними, що розділяються, маємо у вигляді

$$\begin{aligned} R_{\delta_{10}} = m \cdot V_0 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 \times \\ \times \left\{ 1 - \exp \left[\frac{\tau}{m \cdot V_0 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} - \frac{1}{K_{y_2}} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{b^2 + i_z^2} \right)} \right] \right\}; \end{aligned} \quad (2.241)$$

$$\begin{aligned} R_{\delta_{20}} = m \cdot V_0 \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right)_0 \times \\ \times \left\{ 1 - \exp \left[\frac{\tau}{m \cdot V_0 \cdot \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} - \frac{1}{K_{y_2}} \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{b^2 + i_z^2} \right)} \right] \right\}, \end{aligned} \quad (2.242)$$

де $R_{\delta_{10}}, R_{\delta_{20}}$ – бічні реакції на передній і задній осях автомобіля в початковий момент повороту.

Слід зазначити, що за «жорстких» в бічному напрямі колесах бічні реакції в початковий момент часу стрибкоподібно приймають максимальні значення, що відповідають співвідношенням (2.135) і (2.136). При податливих в бічному напрямі колесах бічні сили ростуть від нуля до значень $R_{\delta_{10}}$ і $R_{\delta_{20}}$ за деякий малий час τ , що відповідає часу зростання кутової швидкості $d\bar{\alpha}/dt$ повороту керованих коліс від нуля до величини $(d\bar{\alpha}/dt)_0$. Після підстановки виразів (2.224) і (2.225) для $R_{\delta_{10}}$ і $R_{\delta_{20}}$ в співвідношення (2.136), одержимо рівняння (2.139). Це означає, що відведення шин не впливає на початкове значення коефіцієнта керованості двовісного автомобіля.

2.9.3 Моделювання зміни кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля при повороті. Вираз (2.72) з урахуванням співвідношення (2.222) прийме вигляд

$$\omega_z = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2}}. \quad (2.243)$$

Кутову швидкість ω_z і кутове прискорення $d\omega_z/dt$ автомобіля необхідно визначати за допомогою залежностей (2.243) і (2.224). Для цього необхідно знати величини R_{δ_1} і R_{δ_2} , які визначаються з виразів (2.91)–(2.92). Знаючи бічні сили R_{δ_1} і R_{δ_2} , можна визначити кути відведення осей автомобіля

$$\delta_1 = \frac{R_{\delta_1}}{K_{y_1}} \quad (2.244)$$

і

$$\delta_2 = \frac{R_{\delta_2}}{K_{y_2}}, \quad (2.245)$$

а також їх похідні з використанням залежностей (2.210) і (2.211).

При моделюванні руху двовісного автомобіля $K_{y_1} = K_{y_2} = K_y$, а тривісного – $K_{y_2} = 2 \cdot K_{y_1} = 2 \cdot K_y$.

Важливим моментом моделювання є вибір закону зміни середнього кута повороту керованих коліс автомобіля. Найзручнішим є синусоїдальний закон

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \omega_{k_{\max}} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (2.246)$$

де $\omega_{k_{\max}}$ – максимальне значення кутової швидкості повороту керованих коліс;

Ω – кругова частота зміни кутової швидкості повороту керованих коліс.

Середній кут повороту керованих коліс

$$\bar{\alpha}(t) = \int \omega_{k_{\max}} \cdot \sin(\Omega \cdot t) dt = \frac{\omega_{k_{\max}}}{\Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)]. \quad (2.247)$$

Зробивши припущення, що за вибраного закону зміни кута повороту керованих коліс стала стадія відсутня, визначимо кругову частоту зміни кутової швидкості повороту

$$\Omega = \frac{2 \cdot \pi}{T_M}. \quad (2.248)$$

Час маневру можна приблизно визначити як

$$T_M \cong \frac{R}{V_0} \cdot \Delta \psi, \quad (2.249)$$

де R – радіус кривизни шляху;

$\Delta \psi$ – зміна курсового кута автомобіля за час T_M .

Підставляючи (2.249) в (2.248), одержимо

$$\Omega = \frac{2 \cdot \pi}{\Delta \psi} \cdot \frac{V_0}{R}. \quad (2.250)$$

Таким чином, після підстановки (2.250) в (2.246) і (2.248), остаточно одержимо

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \omega_{k_{\max}} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{\Delta \psi} \cdot \frac{V_0}{R} \cdot t\right); \quad (2.251)$$

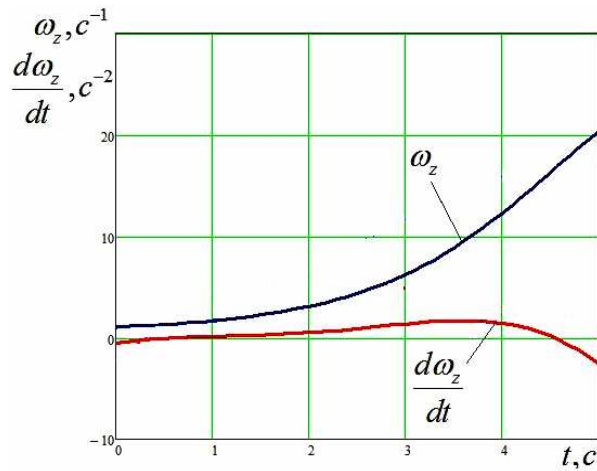
$$\bar{\alpha}(t) = \frac{\omega_{k_{\max}} \cdot \Delta \psi \cdot R}{2 \cdot \pi \cdot V_0} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{\Delta \psi} \cdot \frac{V_0}{R} \cdot t\right)\right]. \quad (2.252)$$

Моделювання проведемо на прикладі автомобіля Урал-4320 в дво- і тривісному виконанні в спорядженому стані. Параметри автомобілів представлені в табл. 2.1 і табл. 2.3.

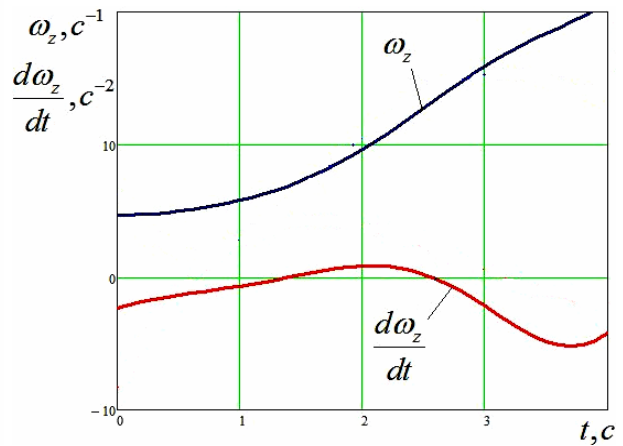
Таблиця 2.3 – Геометричні параметри і параметри маси автомобіля Урал-4320 в спорядженому стані і тривісному виконанні

Виконання автомобіля	Параметри автомобіля				
	m , кг	a , м	h , м	L , м	i_z , м
тривісне	8200	2,269	1,270	4,225	1,598

Результати розрахунків наведені на рис. 2.13–2.15.

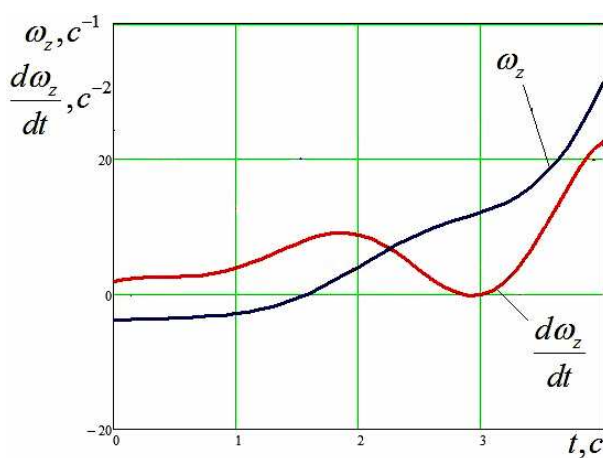


а) тривісне виконання

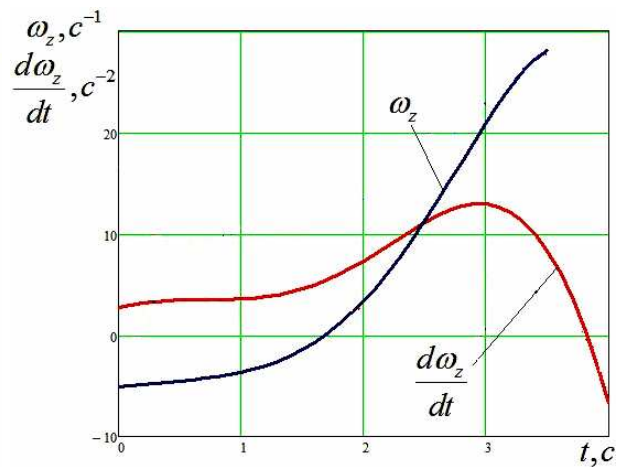


б) двовісне виконання

Рисунок 2.13 – Зміна кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля Урал-4320 при повороті: $V_a=9,09$ м/с (30 км/год), $R = 30$ м

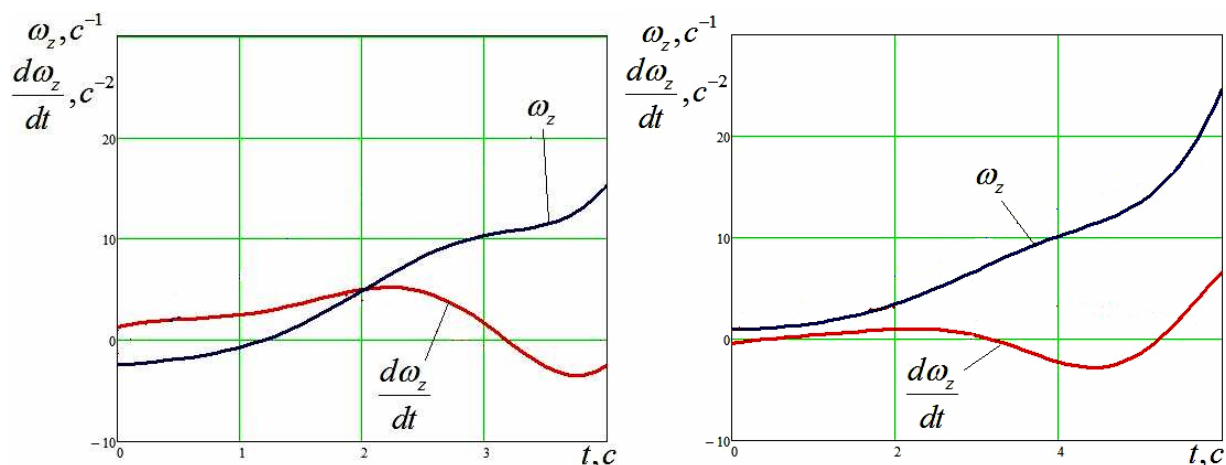


а) тривісне виконання



б) двовісне виконання

Рисунок 2.14 – Зміна кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля Урал-4320 при повороті: $V_a=12,12$ м/с (40 км/год), $R = 20$ м



а) тривісне виконання

б) двовісне виконання

Рисунок 2.15 – Зміна кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля Урал-4320 при повороті: $V_a=6,06$ м/с (20 км/год), $R = 30$ м

2.10 Експериментальні дослідження керованості дво- і тривісних вантажних автомобілів

2.10.1 Програма-методика експериментальних досліджень. Мета натурних експериментальних досліджень – порівняння керованості тривісного вантажного автомобіля з його двовісною модифікацією [228], [226].

Програма експериментальних досліджень передбачала випробування тривісних автомобілів Урал-4320 стандартної комплектації (рис. 2.14), а також автомобілів Урал в двовісному виконанні (рис. 2.15).

Рульове керування автомобілів, що досліджувались мало однакову конструкцію і параметри. Відмінність в конструкції автомобілів полягала в кількості осей і величині бази.

Програма випробувань передбачала цикл заїздів автомобіля з проходженням повороту на рівній горизонтальній ділянці шляху з асфальтовим покриттям. Проходження повороту здійснювалося на різних швидкостях руху.



Рисунок 2.14 – Тривісний автомобіль Урал-4320 стандартної комплектації, оснащений апаратурою для реєстрування даних



Рисунок 2.15 – Двовісна модифікація автомобіля Урал-4320, оснащена апаратурою для реєстрування даних

У табл. 2.4 наведено параметри, що варіювались при дослідженні керованості двовісного і тривісного вантажного автомобіля.

Таблиця 2.4 – Структура дослідження керованості дво- і тривісного вантажного автомобіля

Кількість осей	Радіус повороту R , м	Швидкість входження автомобіля в поворот V , км/год	Кількість заїздів n , шт
2-о вісний	20	20	3
2-о вісний	30	20	3
2-о вісний	20	30	3
2-о вісний	30	30	3
2-о вісний	20	40	3
2-о вісний	30	40	3
3-и вісний	20	20	3
3-и вісний	30	20	3
3-и вісний	20	30	3
3-и вісний	30	30	3
3-и вісний	20	40	3
3-и вісний	30	40	3

У процесі входження в поворот і його проходження реєструвалися наступні параметри:

- початкова швидкість входження в поворот і швидкість автомобіля при проходженні повороту;
- час проходження повороту;
- шлях, пройдений автомобілем;
- кут повороту керованих коліс;
- курсовий кут автомобіля.

Випробовувався автомобіль в спорядженому стані. При дослідженні керованості автомобіля здійснювалося проходження поворотів радіусом 20 м

і 30 м на швидкості 5,56 м/с (20 км/год), 8,33 м/с (30 км/год), 11,11 м/с (40 км/год) (табл. 2.4).

Для вимірювання і реєстрації швидкості входження в поворот і швидкості проходження повороту автомобіля використовувалося «п'яте колесо», на якому був встановлений індукційний датчик імпульсів (рис. 2.16). За один оборот колеса генерувався один імпульс. Радіус «п'ятого колеса» складає 0,225 м. Таким чином, один інтервал між імпульсами датчика відповідає 1,413 м пройденого автомобілем шляху.



Рисунок 2.16 – Установка індукційного датчика «п'ятого колеса»

Для визначення кута повороту керованих коліс використовувався реохордний датчик, закріплений на передньому бампері автомобіля, що реєстрував величину переміщення сошки переднього колеса. Хід штоку датчика складав 100 мм. Кут повороту керованого колеса складав 0–35°.

Курсовий кут реєструвався приладом ГПК, основні технічні характеристики якого наведено в табл. 2.5.

Гіронапівкомпас закріплювався за еластичний підвіс бандажу в спеціальному корпусі, який, у свою чергу, закріплювався горизонтально в центральній частині автомобіля (рис. 2.17).

Таблиця 2.5 – Основні технічні дані ГПК

№ п.п.	Параметр	Значення
1	Напруга постійного струму живлення гіродатчика, В	$27 \pm 2,7$
2	Напруга змінного струму живлення гіродатчика, В	$36 \pm 1,8$
3	Частота змінного струму живлення гіродатчика, Гц	400 ± 8
4	Час розгону гіроскопа після запуску, хв	12
5	Діапазон робочих температур, °С	$-60 \dots +50$
6	Допустима частота вібрацій, Гц	$20 \dots 150$
7	Максимальне перевантаження	5g



Рисунок 2.17 – Установка гіронапівкомпасу, закріпленого в спеціальному корпусі, в центральній частині кузова автомобіля



Рисунок 2.18 – Установка перетворювача струму в кабіні автомобіля

Живлення двигуна гіронапівкомпасу здійснювалося від перетворювача струму (рис. 2.18), встановленого на платформі в кабіні автомобіля.

Реєструвальна апаратура встановлювалася в кабіні поряд з водієм (рис. 2.19).

Датчики і реєструвальна апаратура живилися від бортової мережі автомобіля 24 В.

Сигнали від індукційного датчика «п'ятого колеса», датчика кута повороту керованих коліс і гіронапівкомпасу, що визначав курсовий кут автомобіля, подавалися безпосередньо на осцилограф К12-22 і записувалися на фотопапір. Осцилограф К12-22 має вбудований годинник, що дає відмітку часу з інтервалом 0,1 с.

Розводка вимірювальної апаратури на автомобілі, що випробовувався і схема підключення представлені на рис. 2.20, рис. 2.21.



Рисунок 2.19 – Реєструвальна апаратура розташована в кабіні водія



Рисунок 2.20 – Розводка датчиків на автомобілі, що випробовується

2.10.2 Тарування елементів вимірювального комплексу. При проведенні експериментальних досліджень здійснювалося тарування датчика курсового кута і датчика кута повороту керованих коліс.

Тарування датчика курсового кута проводилося за шкалою гіронапівкомпасу (рис. 2.22) в діапазоні кутів 0° – $(+90^{\circ})$. Тарувальний графік датчика курсового кута наведено на рис. 2.23.

Тарування датчика кута повороту керованих коліс проводилося на вивішеній на домкратах передній вісі автомобіля в діапазоні кутів 0° – $(+35^{\circ})$.

Тарувальний графік кута повороту керованих коліс наведено на рис. 2.24.

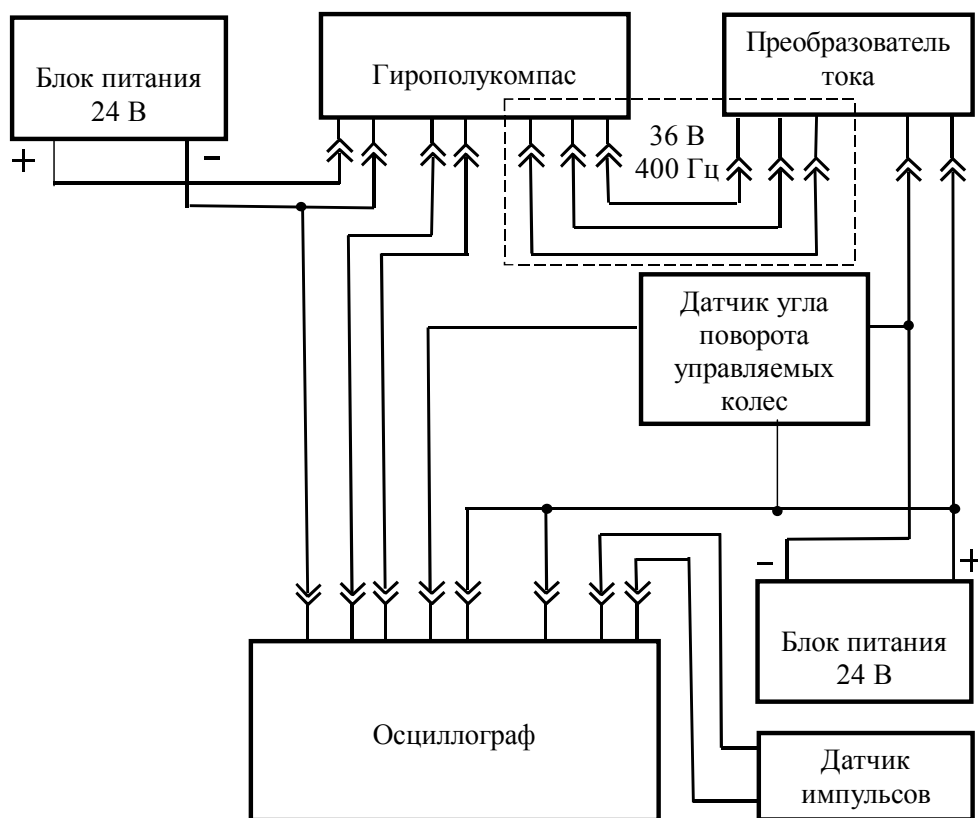


Рисунок 2.21 – Схема підключення вимірювальної апаратури



Рисунок 2.22 – Загальний вид шкали гірополукомпасу

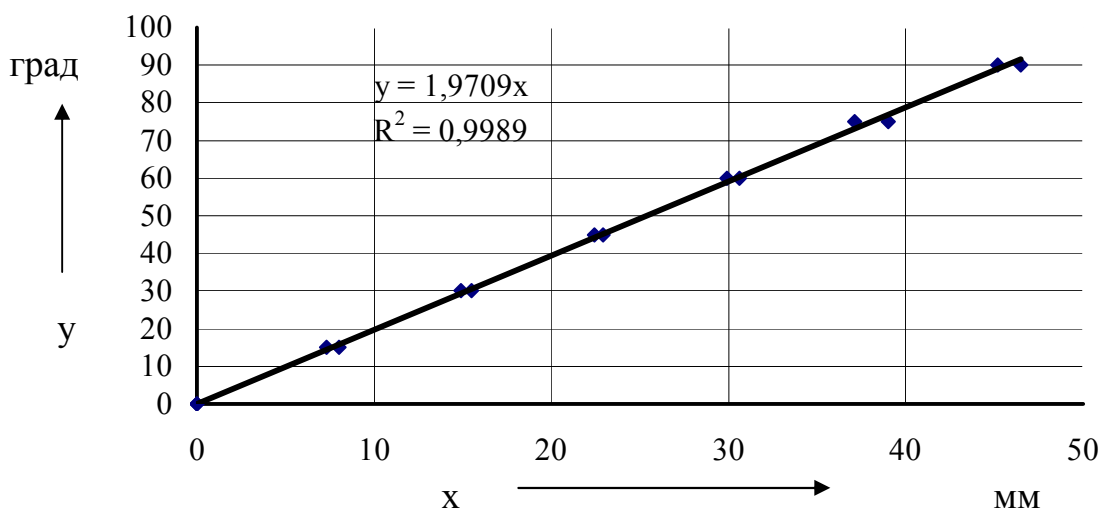


Рисунок 2.23 – Тарувальний графік датчика курсового кута
(x – ордината, виміряна на осцилограмі)

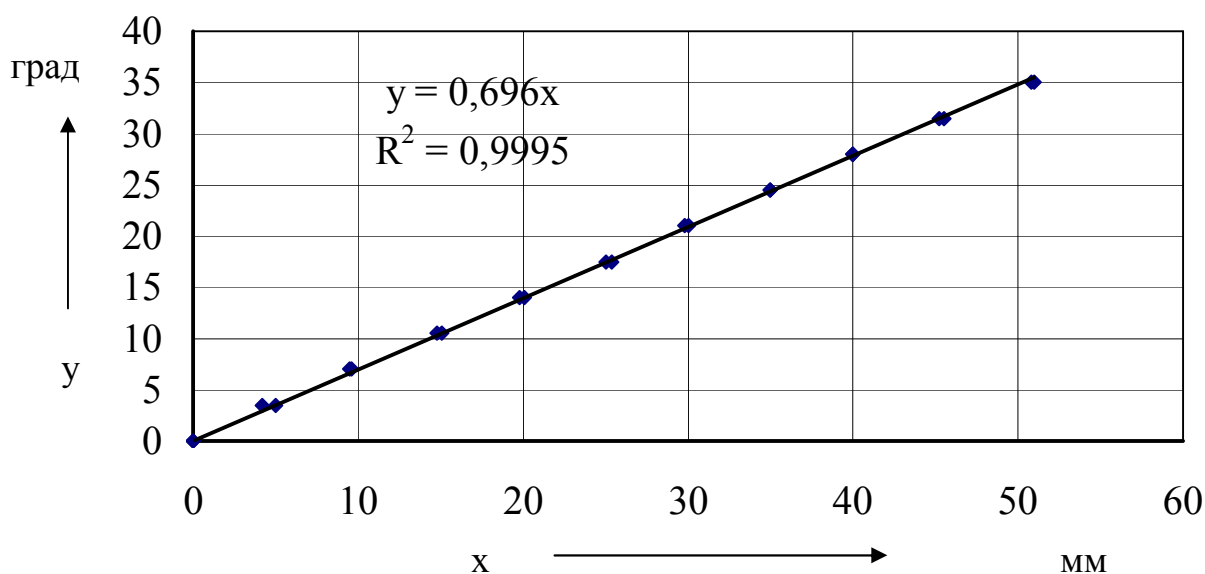


Рисунок 2.24 – Тарувальний графік датчика кута повороту керованих коліс
(x – ордината, виміряна на осцилограмі)

2.10.3 Оцінка похибок експериментальних досліджень. При проведенні експериментального дослідження автомобілів використовувався комплекс вимірювально-реєструвальної апаратури, схема якого наведена на рис. 2.21.

Пройдений шлях при обробці осцилограм визначався таким чином

$$S = L_{\kappa} \cdot n_u \quad (2.253)$$

де n_u – число імпульсів датчика оборотів «п'ятого колеса»;

L_{κ} – шлях, пройдений «п'ятим колесом» між двома сусідніми імпульсами.

$$L_{\kappa} = 2\pi \cdot r_{cm} \quad (2.254)$$

де r_{cm} – статичний радіус колеса.

Швидкість входження в поворот і проходження повороту

$$V_0 = \frac{3,6 \cdot L_{\kappa}}{t_u}, \quad (2.255)$$

де t_u – час між двома послідовними імпульсами датчика, с.

$$t_u = 0,02 \cdot x \quad (2.256)$$

де x – відстань між двома сусідніми вершинами відміток індукційного датчика імпульсів «п'ятого колеса» на осцилограмі, мм.

Визначення помилки градуювання. Застосовувані у вимірювально-реєстраційному комплексі прилади мали наступні значення відносних похибок:

- осцилограф К-І2-22 – 1 %;
- датчик курсового кута ГПК – 1,5%;
- датчик кута повороту керованих коліс – 1,5%.

Визначення помилки прочитування. Причинами похибки при обробці осцилограм є неточності визначення центру лінії запису осцилограми, відновлення перпендикуляра до нульової лінії, вимірювання ординати, а також похибки вимірювального інструменту. Похибка вимірювань штангенциркуля ШЦ з діапазоном вимірювань від 0 до 125 мм рівна половині ціни розподілу ноніуса, тобто 0,05 мм. Таким чином, при середній амплітуді запису зміни курсового кута автомобіля рівній 46 мм, відносна похибка обробки осцилограми складе 0,109 %. При обробці осцилограми датчика кута повороту керованого колеса амплітуда запису складала 51 мм і відносна похибка – 0,098 %. Відносна похибка обробки осцилограми датчика імпульсів «п'ятого колеса» склала 0,36 %.

Похибка визначення пройденого шляху на осцилограмі складає половину відстані яку проходить «п'яте колесо» між двома сусідніми імпульсами. Вона складає 0,235 м. Точність визначення шляху, пройденого «п'ятим колесом», у свою чергу, залежить від величини похибки вимірювання радіусу колеса, яка складає 0,21 %. Таким чином, відносна похибка визначення гальмівного шляху складе 1,58 %.

Оскільки визначення швидкості є непрямим вимірюванням, відносну похибку відліку цієї величини знаходимо методом логарифмічного диференціювання виразу (2.244)

$$\frac{\Delta V}{V} = \sqrt{\left(\frac{\Delta L_{\kappa}}{L_{\kappa}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_u}{t_u}\right)^2}. \quad (2.257)$$

де ΔV – похибка вимірювання швидкості автомобіля;

Δt – погрішність вимірювання гальмівного шляху автомобіля.

Таким чином, відносна похибка обчислення початкової швидкості автомобіля складе $\frac{\Delta V}{V} = 0,029 (2,9\%)$.

Визначення повної похибки вимірювань. Коефіцієнт варіації значень швидкості, пройденого шляху, курсового кута, кута повороту керованих коліс, визначаються за формулою

$$g_X = \frac{\sigma_X}{\bar{X}}, \quad (2.258)$$

де σ_X – середнє квадратичне відхилення вимірюваної величини;

$\bar{X}$ – середнє значення вимірюваної величини.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^N X_i}{N}, \quad (2.259)$$

де N – кількість вимірювань величини.

Середнє квадратичне відхилення вимірюваної величини визначаємо по формулі

$$\sigma_X = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\bar{X} - X_i)^2}. \quad (2.260)$$

Сумарні відносні похибки δ знаходимо відповідно до закону складання випадкових похибок

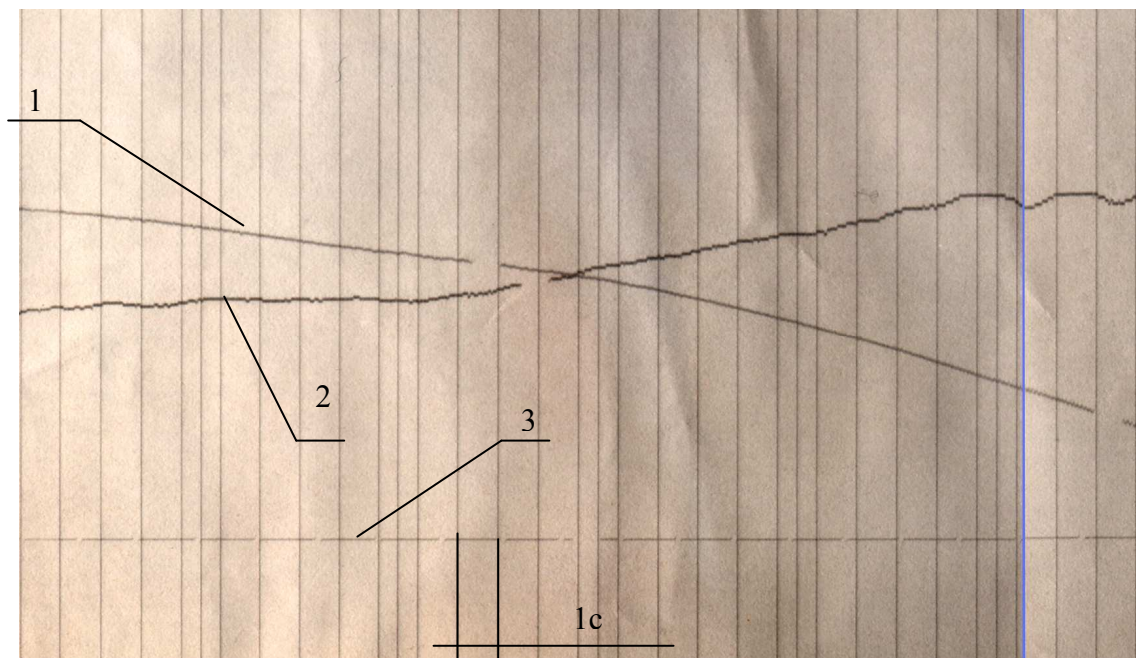
$$\delta = \sqrt{\delta_{отсч}^2 + \delta_{град}^2 + \delta_{разбр}^2}, \quad (2.261)$$

де $\delta_{отсч}$, $\delta_{град}$, $\delta_{разбр}$ – відносна похибка відліку, градування і розкиду вимірюваної величини.

У ході експериментального дослідження одержані осцилограми процесу входження двовісного і тривісного автомобіля в поворот радіусами 20 м і 30 м на швидкості 20 км/год, 30 км/ год, 40 км/ год. Приклад осцилограми представлений

на рис. 2.25. В ході обробки результатів експериментального дослідження осцилограми були переведені в електронний вигляд (скан) і проаналізовані в графічному редакторі. Цифрові дані зведені в електронні таблиці.

2.10.4 Обробка результатів експериментального дослідження. У результаті обробки даних, одержаних в ході експериментального дослідження, побудовані графіки і одержані рівняння регресії залежності курсового кута двовісного і тривісного автомобіля від часу (рис. 2.26–2.27).



- 1 – реєстрація зміни курсового кута автомобіля при повороті;
- 2 – реєстрація зміни кута повороту керованих коліс автомобіля;
- 3 – реєстрація сигналу від індукційного датчика «п'ятого колеса»

Рисунок 2.25 – Осцилограма процесу входження в поворот радіусом $R=30$ м двовісного автомобіля на швидкості $V=8,3$ м/с (30 км/год)

На рис. 2.28 – рис. 2.39 показані залежності зміни кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля Урал-4320 в дво- і тривісному виконанні.

Коефіцієнт детермінації при апроксимації експериментальних даних складає більше 0,99 що свідчить про хорошу схожимість даних.

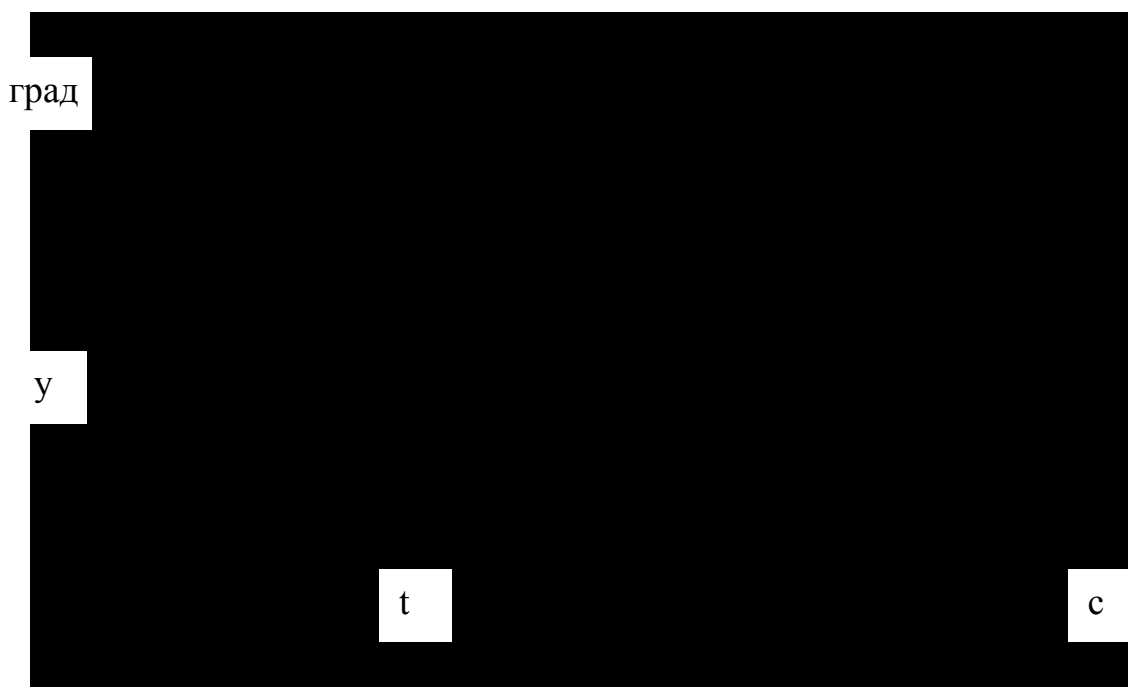


Рисунок 2.26 – Графік зміни в часі курсового кута двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=5,56$ м/с (20 км/год)

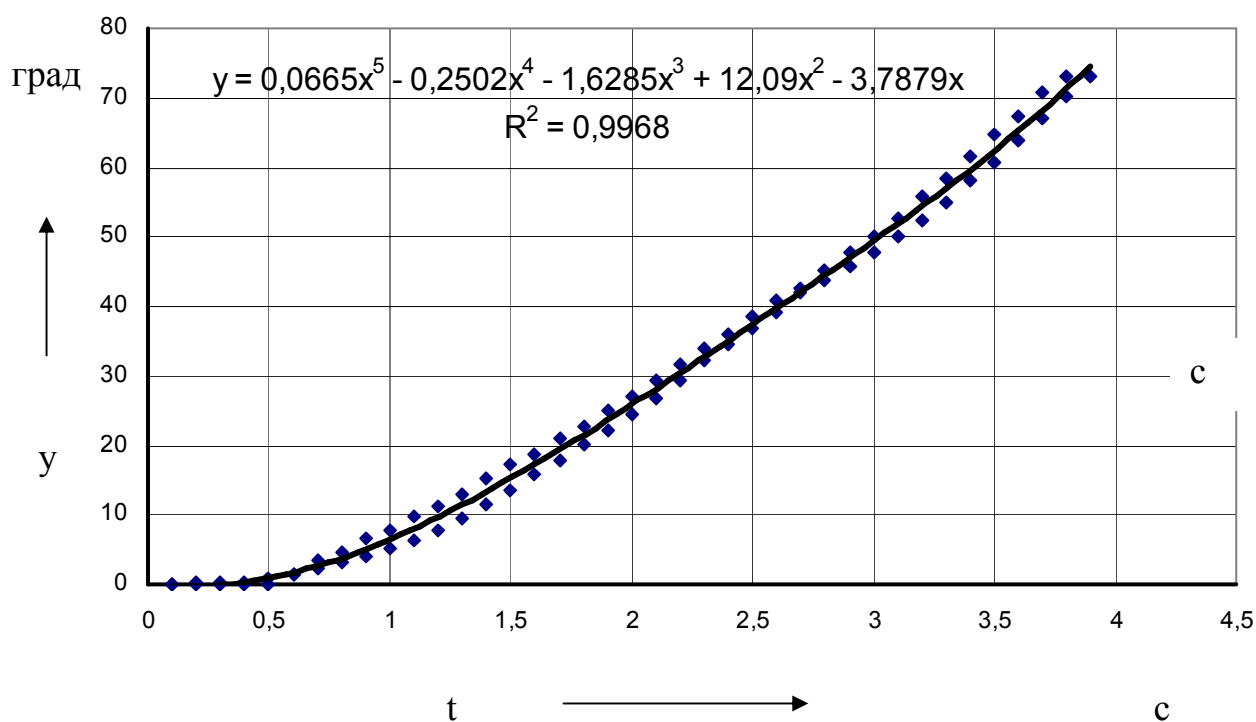
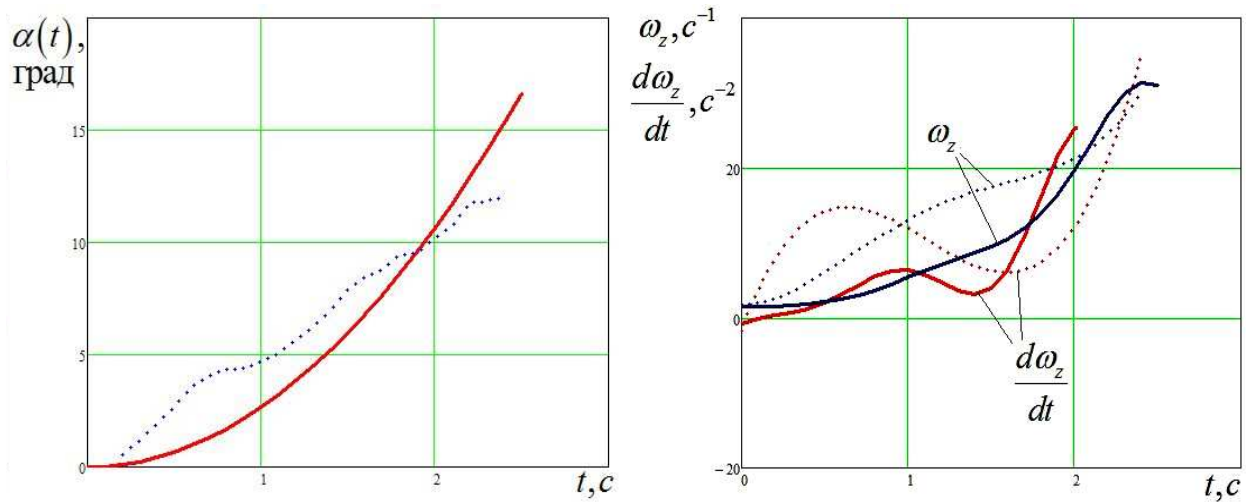
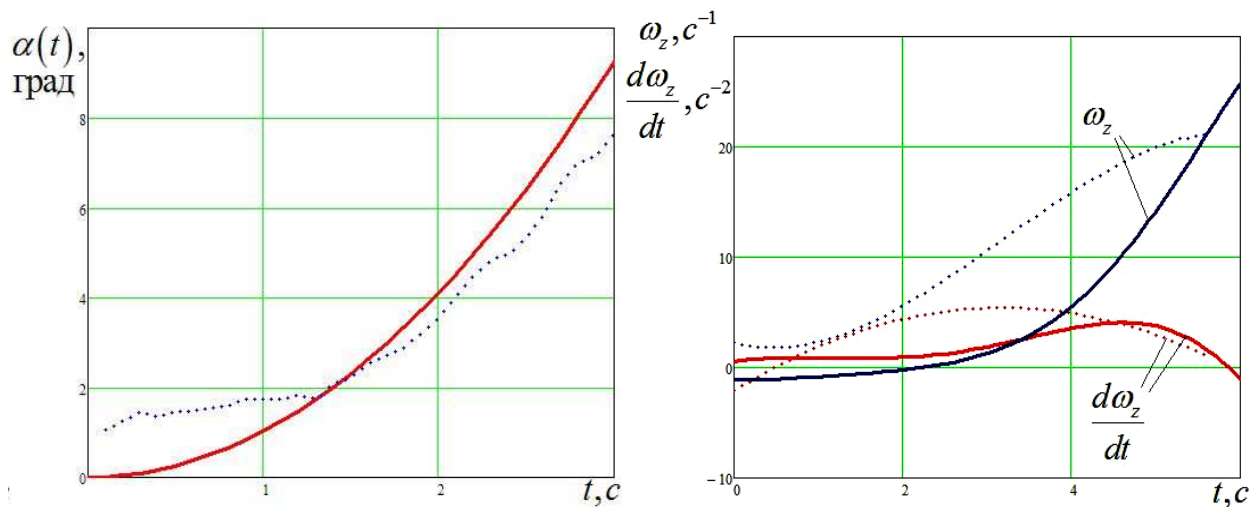


Рисунок 2.27 – Графік зміни в часі курсового кута тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=11,11$ м/с (40 км/год)



: — розрахункові дані; експериментальні дані

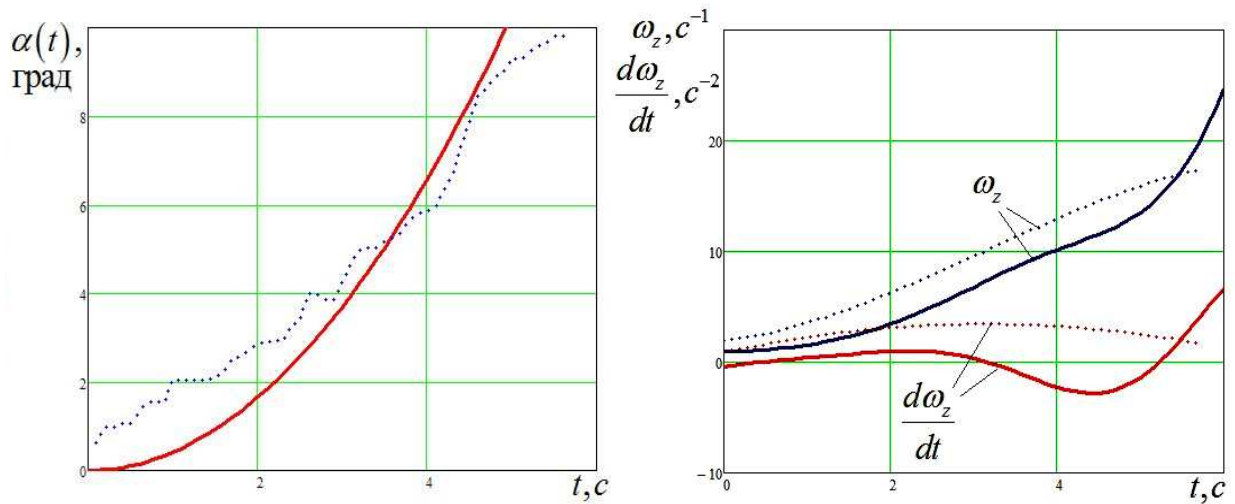
Рисунок 2.28 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=5,6$ м/с (20 км/год)



— розрахункові дані; експериментальні дані

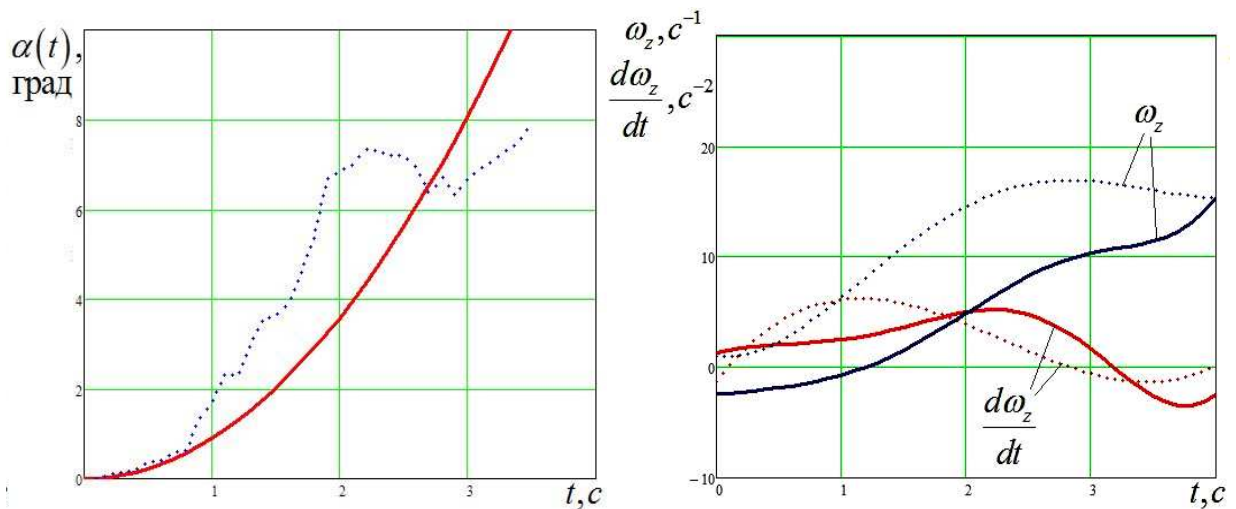
Рисунок 2.29 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=5,6$ м/с (20 км/год)

Значення від'ємних кутових швидкостей при вході в поворот досягають $0,75 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2.29).



— розрахункові дані; експериментальні дані

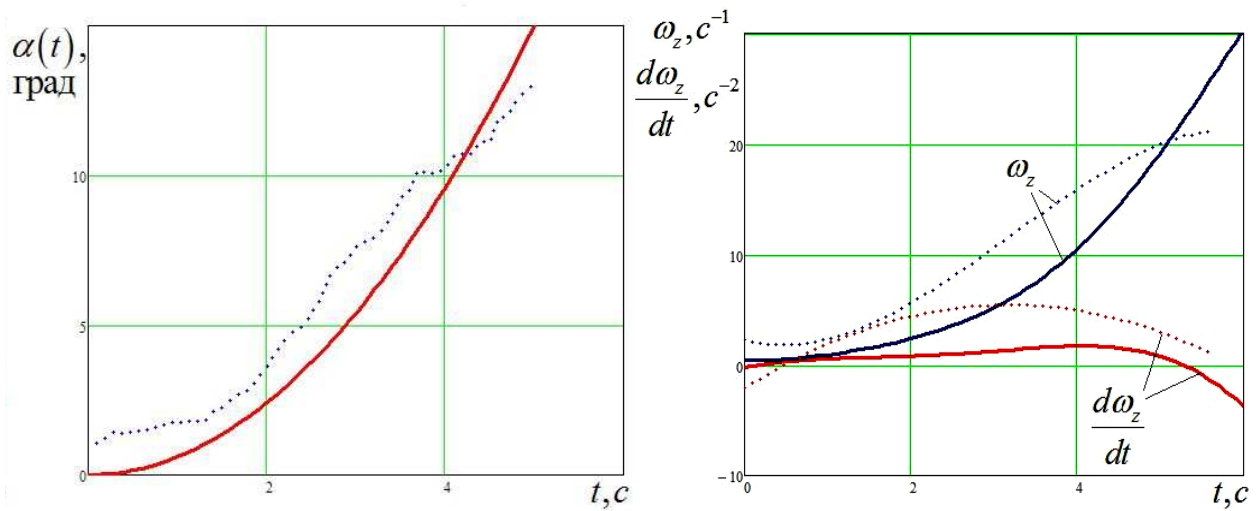
Рисунок 2.30 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=5,6$ м/с (20 км/год)



— розрахункові дані; експериментальні дані

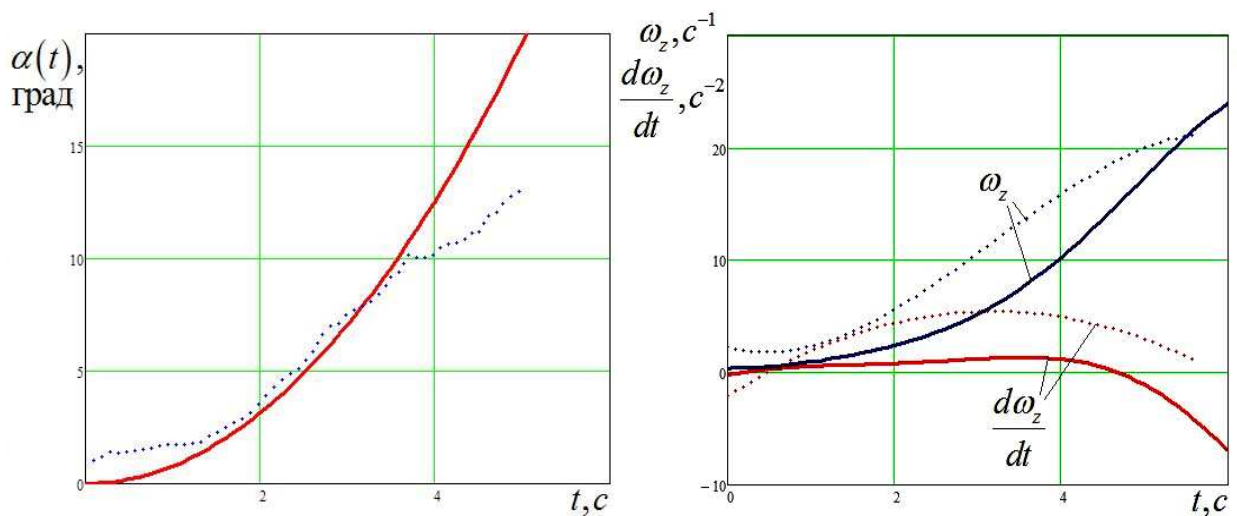
Рисунок 2.31 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=5,6$ м/с (20 км/год)

Значення від'ємних кутових швидкостей при вході в поворот досягають 2 c^{-1} (рис. 2.31).



— розрахункові дані; експериментальні дані

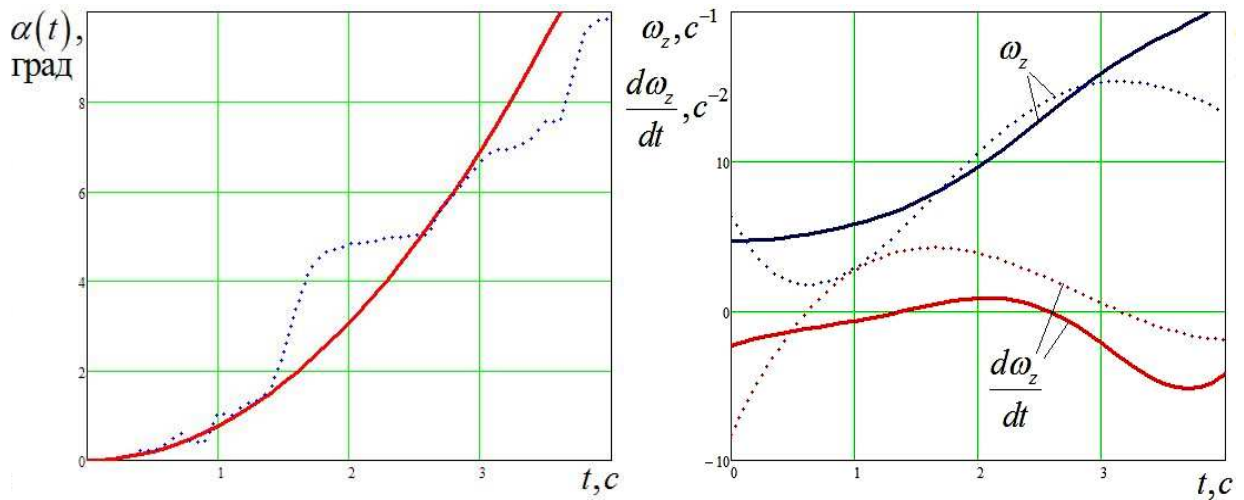
Рисунок 2.32 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=8,3$ м/с (30 км/год)



— розрахункові дані; експериментальні дані

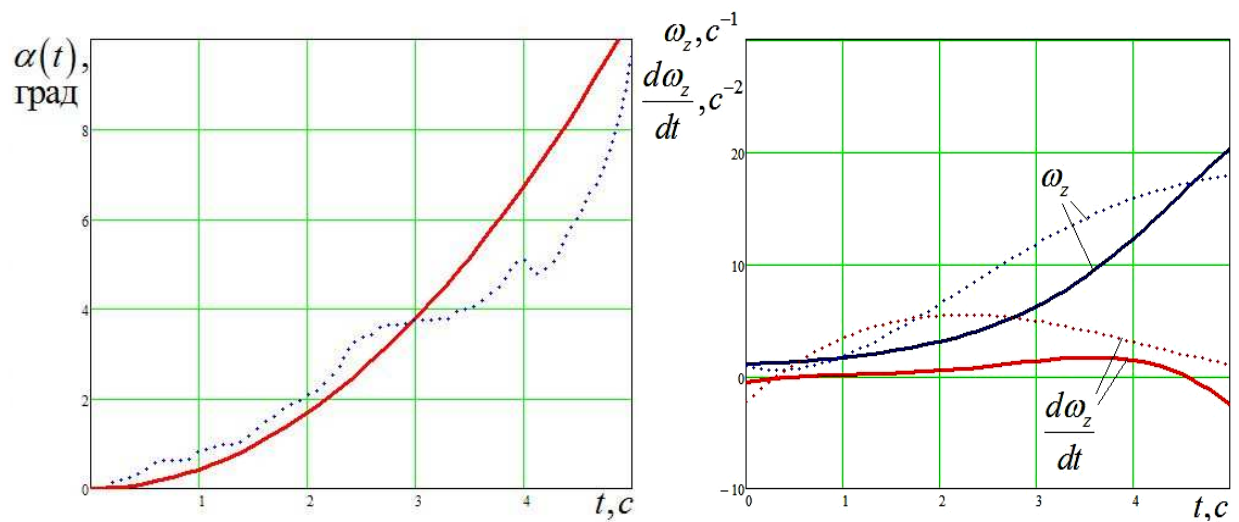
Рисунок 2.33 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=8,3$ м/с (30 км/год)

Значення від'ємних кутових швидкостей при вході в поворот досягають 2 c^{-1} (рис. 2.33).



— розрахункові дані; експериментальні дані

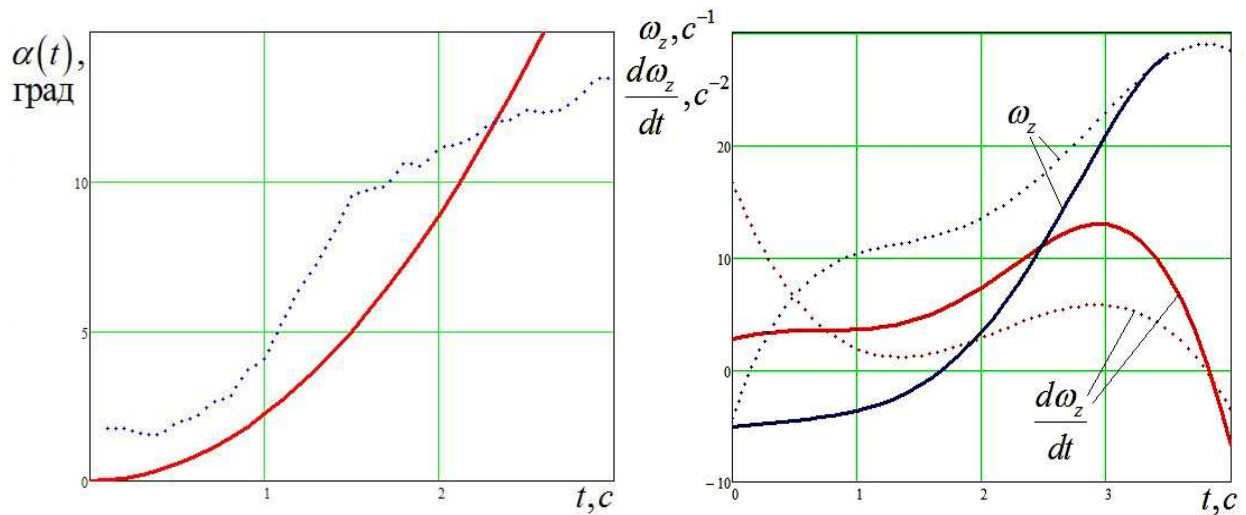
Рисунок 2.34 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=8,3$ м/с (30 км/год)



— розрахункові дані; експериментальні дані

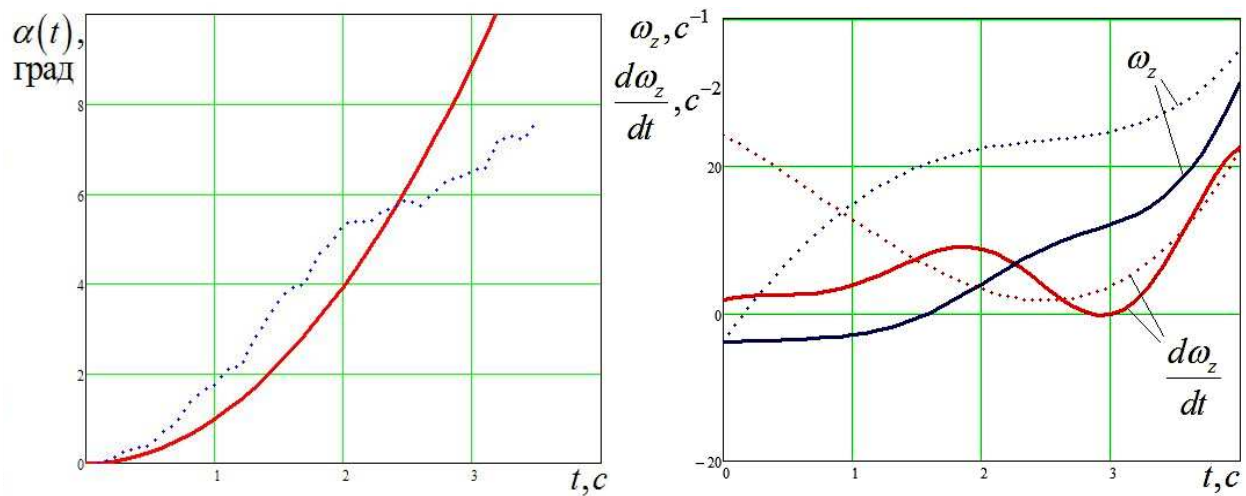
Рисунок 2.35 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=8,3$ м/с (30 км/год)

Значення від'ємних кутових швидкостей при вході в поворот досягають 2 c^{-1} (рис. 2.35).



— розрахункові дані; експериментальні дані

Рисунок 2.36 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=11,11$ м/с (40 км/год)



— розрахункові дані; експериментальні дані

Рисунок 2.37 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=20$ м на швидкості $V=11,11$ м/с (40 км/год)

Значення від'ємних кутових швидкостей при вході в поворот досягають 1 c^{-1} (рис. 2.37).

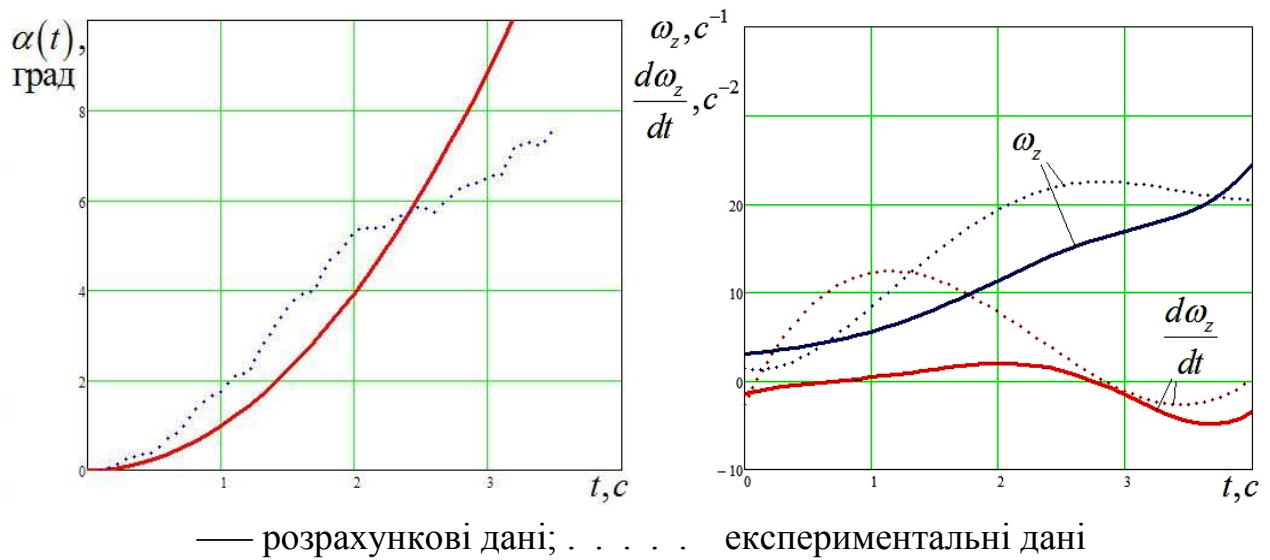


Рисунок 2.38 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення двовісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=11,11$ м/с (40 км/год)

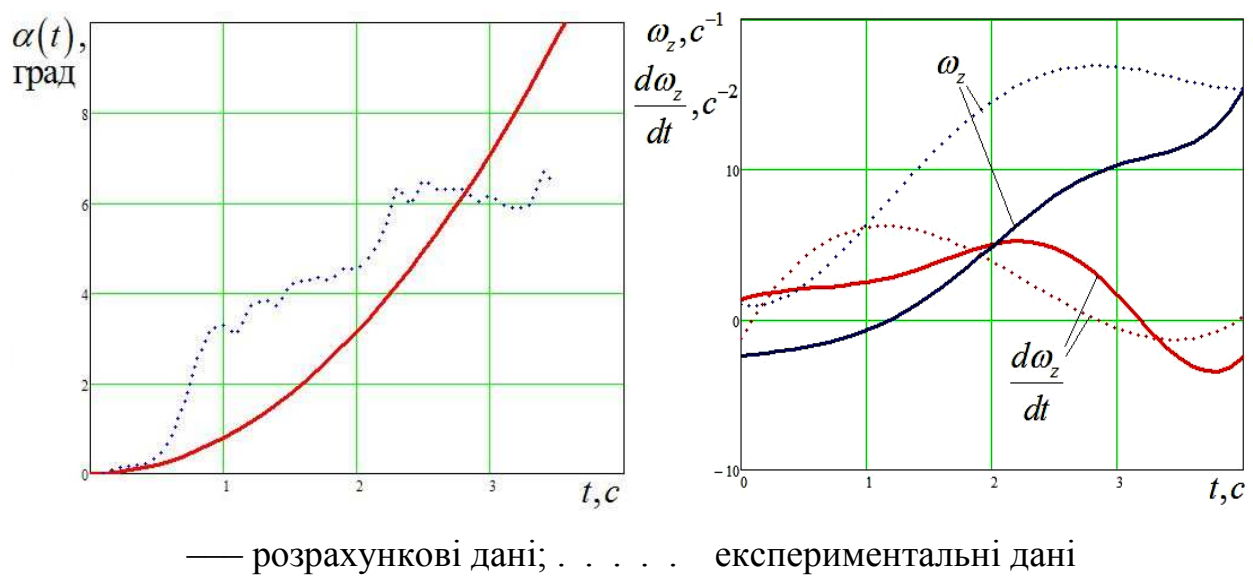


Рисунок 2.39 – Зміна кута повороту керованих коліс, кутової швидкості і кутового прискорення тривісного автомобіля при проходженні повороту радіусом $R=30$ м на швидкості $V=11,11$ м/с (40 км/год)

Значення від'ємних кутових швидкостей при вході в поворот досягають $2,5 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2.39).

2.11 Висновки за розділом 2

1. Одержані залежності дозволяють визначити величини бічних реакцій на колесах передньої і задньої осей залежно від величини дотичних реакцій на колесах. Ці залежності справедливі для будь-якої стадії повороту (входу в поворот, сталої стадії, виходу з повороту), оскільки в них відсутні параметри

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} \text{ і } \frac{d\bar{a}}{dt}.$$

2. Врахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами дозволяє дещо (всього на 2–4 %) підвищити точність визначення бічних реакцій $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$. Тому при практичних розрахунках достатньо використовувати залежності, одержані без урахування перерозподілу вертикальних реакцій між бортами.

3. Одержані залежності дозволяють проводити оцінку стійкості і керованості автомобіля в повороті. Проведений аналіз на прикладі двовісного автомобіля Урал 4320 в спорядженому стані показав, що одержані залежності дозволяють визначити умови появи бічного ковзання коліс передньої і задньої осей.

4. Одержані залежності дозволяють визначити бічні і дотичні реакції на колесах автомобіля при повороті з урахуванням бічного відведення шин.

5. При русі на повороті можливі режими руху з постійною потужністю двигуна, постійною лінійною швидкістю і при відключеному двигуні. Для кожного з вказаних режимів визначені параметри руху і гранично можлива швидкість повороту керованих коліс за умов забезпечення стійкості і керованості автомобіля. Для автомобіля Урал–4320 в двовісному виконанні і в спорядженому стані вказана гранична кутова швидкість складає в початковий момент повороту $\bar{a}_{\max} \cong 60 \text{ с}^{-1}$ для інтервалу лінійних швидкостей руху 5,55–11,11 м/с (20–40 км/ч).

6. При русі автомобіля Урал–4320 накатом на повороті (з відключеним двигуном) критичні швидкості початку бічного ковзання передніх і задніх коліс однакові при кутах повороту керованих коліс, що не перевищують 40^0 . Вказані кути повороту є граничними для автомобілів.

7. Запропонований коефіцієнт керованості $K_{кер}$ є відношенням повертаючого моменту автомобіля до моменту опору повороту і дозволяє оцінити здібність машини до входу в поворот. Одержані вирази для $K_{кер}$ дозволяють оцінити вплив дорожніх умов, геометричних і швидкісних параметрів автомобіля на його керованість. В діапазоні реальних значень координат центру мас автомобіля значення коефіцієнта керованості знаходиться в межах $1 \leq K_{кер} \leq 3$.

8. При вході в поворот коефіцієнти керованості дво- і тривісних автомобілів за однакових геометричних параметрах визначаються однією і тією ж залежністю, тобто однакові, але в процесі повороту коефіцієнт керованості тривісного автомобіля менше ніж двовісного.

9. Одержані залежності дозволили визначити, що із зростанням лінійної швидкості руху керованість тривісного автомобіля в сталому режимі повороту поліпшується. При проектуванні тривісних автомобілів необхідно обмежувати розмір бази балансірного візка за умовою керованості.

10. Із збільшенням середнього кута повороту керованих коліс відбувається збільшення втрат потужності двигуна і сили опору руху.

11. Кутове прискорення автомобіля з еластичними колесами при повороті може приймати від'ємні значення, що призводить до погіршення керованості. Це підтверджено результатами експериментальних досліджень. Досліджена умова виникнення від'ємних прискорень, що визначається співвідношенням швидкості повороту керованих коліс і різницею темпів зміни кутів відведення передніх і задніх коліс. Поява від'ємних кутових прискорень більш ймовірна для тривісних автомобілів.

Результати дослідження опубліковані в [2], [8], [9], [10], [12], [13], [14], [18], [19], [21], [24], [25], [30].

РОЗДІЛ 3

ПОВОРОТ АВТОМОБІЛІВ З ДЕКІЛЬКОМА КЕРОВАНИМИ МОСТАМИ

Одним з резервів підвищення маневреності автомобілів в цілому і автотранспортних засобів, зокрема, є збільшення числа керованих коліс. Для отримання необхідного ефекту, в даному випадку, необхідно забезпечити раціональне співвідношення між середніми кутами повороту керованих коліс різних мостів. Розв'язанню указаної задачі і присвячене ця частина дослідження [229], [230].

3.1 Кінематичні параметри повороту автомобіля з усіма керованими колесами

У відомих роботах [33], [97] розглянуто поворот автомобілів з декількома керованими мостами. Показано вплив додаткового керованого мосту на зниження опору повороту і підвищення поворотливості автомобілів. Проте, у вказаних роботах не дано рекомендацій по вибору раціонального співвідношення між середніми кутами повороту різних керованих мостів.

Раніше нами [37], [117] доведено, що двовісні автомобілі мають найкращу поворотливість у випадку, якщо проекція миттєвого центру повороту на подовжню вісь автомобіля знаходиться на рівній відстані від передньої і задньої осей, тобто посередині (ця точка в літературі одержала назву «поліус повороту»).

Визначимо раціональне співвідношення між середніми кутами повороту передніх і задніх коліс двовісного автомобіля, що забезпечує якнайкращу його поворотливість.

$$(\overline{DH}) = L - (\overline{AH}), \quad (3.2)$$

Визначимо

$$\frac{(\overline{AH})}{L} = - \frac{ctg(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{ctg(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1) - ctg(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)} = - \frac{1}{1 - \frac{tg(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{tg(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1)}}, \quad (3.3)$$

Автомобіль володітиме якнайкращою поворотливістю у випадку

$$\frac{(\overline{AH})}{L} = 0.5. \quad (3.4)$$

Підставляючи співвідношення (3.4) у вираз (3.3), одержимо

$$\frac{tg(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{tg(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1)} = -1. \quad (3.5)$$

Звідси одержимо раціональне співвідношення між середніми кутами повороту передніх і задніх коліс

$$\overline{\alpha}_2 = \overline{\delta}_1 - \overline{\delta}_2 - \overline{\alpha}_1. \quad (3.6)$$

Для абсолютно жорстких коліс $\overline{\delta}_1 = 0$ і $\overline{\delta}_2 = 0$. І за $\overline{\delta}_1 = \delta_2$ у цьому випадку повинна виконуватися наступна умова:

$$\overline{\alpha}_2 = -\overline{\alpha}_1, \quad (3.7)$$

тобто середні кути повороту передніх і задніх коліс повинні бути рівними за величиною, але протилежні за знаком (напряму повороту).

Якщо ми прагнемо того, щоб полюс повороту співпав з центром мас автомобіля, то необхідно забезпечити

$$(\overline{AH}) = a, \quad (3.8)$$

$$(\overline{DH}) = b, \quad (3.9)$$

де a , b – відстані від передньої і задньої осей до проекції центру мас на горизонтальну площину.

Після підстановки співвідношення (3.8) у вираз (3.3) одержимо

$$\frac{\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1)} = -\left(\frac{L}{a} - 1\right). \quad (3.10)$$

З (3.10) визначимо

$$\overline{\alpha}_2 = \operatorname{arctg}\left[\left(1 - \frac{L}{a}\right)\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1)\right] - \overline{\delta}_2. \quad (3.11)$$

Рівень розвитку автомобільної промисловості і елементної бази, що використовується при конструюванні автомобілів, дозволяє на сьогоднішній день проводити вимірювання кутів відведення передньої і задньої осей машин, визначати за допомогою бортових комп'ютерів необхідні кути повороту керованих коліс і здійснювати поворот коліс на ці кути за допомогою різних електромеханічних пристроїв. Тому одержані співвідношення між середніми кутами повороту передніх і задніх коліс можуть скласти основу алгоритму раціонального керування поворотом автомобіля.

3.2 Порівняльна оцінка керованості і поворотливості автомобілів з одним і двома керованими мостами

Нами раніше [117], [118] запропоновано використовувати в якості критерію керованості кутове прискорення автомобіля в площині дороги, а в якості критерію поворотливості – кутову швидкість повороту. Критерієм статичної поворотливості автомобіля [50] традиційно вважають мінімальний радіус повороту. Мінімальний радіус $R_{\min}$ може бути реалізований при повороті на місці (при рушанні з місця і русі з мінімальною швидкістю). У цьому випадку величина мінімального радіусу повороту $R_{\min}$ для жорстких в боковому напрямку коліс визначається залежністю [117], [118]

$$R_{\min} = \frac{L}{\overline{\text{tg} \alpha_{\text{гран}}}} = \frac{L}{\sqrt{\left(\frac{\varphi}{f}\right)^2 - 1}}. \quad (3.12)$$

У таблиці 1.2 наведені значення $\overline{\alpha_{\text{гран}}}$, що відповідають різним типам шляху (опорної поверхні) і характеризуються параметрами f і φ .

Визначимо мінімальний радіус повороту $R_{\min}$ для автомобілів з передніми і задніми керованими еластичними колесами (див. рис. 3.1). Підставляючи вираз для $(\overline{AH})$ у формулу (3.1), одержимо

$$R = \frac{L}{\text{tg}(\overline{\alpha_1} - \overline{\delta_1}) - \text{tg}(\overline{\alpha_2} + \overline{\delta_2})}. \quad (3.13)$$

Враховуючи співвідношення (3.2) (див. рис. 3.1) і підставляючи $(\overline{DH})$ в рівняння (3.1), одержимо

$$R = -(\overline{DH}) \cdot \operatorname{ctg}(\overline{\alpha_2} + \overline{\delta_2}) = \frac{L}{\operatorname{tg}(\overline{\alpha_1} - \overline{\delta_1}) - \operatorname{tg}(\overline{\alpha_2} + \overline{\delta_2})}. \quad (3.14)$$

За відсутності бічного відведення, що відповідає жорстким у бічному напрямі колесам

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (3.15)$$

При повороті керованих коліс на граничні кути повороту

$$\overline{\alpha_{2 \text{ гран}}} = -\overline{\alpha_{1 \text{ гран}}} = -\overline{\alpha_{\text{гран}}}. \quad (3.16)$$

У цьому випадку вираз (3.15) буде мати вигляд

$$R_{\min} = \frac{L}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{гран}}}. \quad (3.17)$$

Порівнюючи вираз (3.17) і (3.12), можна зробити висновок про те, що мінімальний радіус повороту автомобіля з двома керованими мостами в два рази менше ніж у автомобіля з одним переднім керованим мостом. До цього ж висновку можна дійти, якщо прийняти у формулі (3.15) значення $\overline{\alpha_1} = 0$, тобто розглянути автомобіль з одним заднім керованим мостом.

Динамічна поворотливість характеризує здатність автомобіля рухатися з найбільшою можливою швидкістю на заданому радіусі повороту, або з мінімальним радіусом повороту при заданій швидкості руху. Нами запропоновано для оцінки динамічної поворотливості і поворотливості автомобіля в цілому використовувати критерій – кутову швидкість повороту [117], [118]. Із збільшенням швидкості руху відбувається збільшення мінімально допустимого за умовою бічного ковзання передніх і задніх коліс

автомобіля радіусу повороту. Нами в роботах [117], [118] визначені залежності для розрахунку максимальних за умовою втрати стійкості і керованості автомобіля значень кутових швидкостей. У вказаних роботах розрахунки виконані для автомобілів з передніми керованими мостами.

Кутова швидкість повороту автомобіля

$$\omega_z = \frac{V_{x_1}}{R} = \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \left[\operatorname{tg}(\bar{\alpha}_1 - \bar{\delta}_1) - \operatorname{tg}(\bar{\alpha}_2 + \bar{\delta}_2) \right]. \quad (3.18)$$

Кутове прискорення автомобіля

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot & \left\{ \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \left[\operatorname{tg}(\bar{\alpha}_1 - \bar{\delta}_1) - \operatorname{tg}(\bar{\alpha}_2 + \bar{\delta}_2) \right] + V_{x_1} \times \right. \\ & \left. \times \left[\frac{1}{\cos^2(\bar{\alpha}_1 - \bar{\delta}_1)} \cdot \left(\frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \frac{d\bar{\delta}_1}{dt} \right) - \frac{1}{\cos^2(\bar{\alpha}_2 + \bar{\delta}_2)} \cdot \left(\frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} + \frac{d\bar{\delta}_2}{dt} \right) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

За відсутності бічного відведення шин вираз (3.19) спроститься

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left\{ \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (\operatorname{tg}\bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg}\bar{\alpha}_2) + V_{x_1} \cdot \left[\frac{1}{\cos^2\bar{\alpha}_1} \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \frac{1}{\cos^2\bar{\alpha}_2} \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} \right] \right\}. \quad (3.20)$$

При однакових за абсолютною величиною швидкості і кутах повороту передніх і задніх коліс справедливі співвідношення

$$\bar{\alpha}_2 = -\bar{\alpha}_1 = -\bar{\alpha}; \quad (3.21)$$

$$\frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} = -\frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} = -\frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (3.22)$$

У цьому випадку рівняння (3.20) буде мати вигляд

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{2}{L} \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \overline{\alpha} + V_{x_1} \cdot \frac{1}{\cos^2 \overline{\alpha}_1} \cdot \frac{d\overline{\alpha}_1}{dt} \right). \quad (3.23)$$

Кутове прискорення автомобіля з одним переднім керованим мостом [117], [118]

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \overline{\alpha} + V_{x_1} \cdot \frac{1}{\cos^2 \overline{\alpha}} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt} \right). \quad (3.24)$$

Порівнюючи вирази (3.23) і (3.24), можна зробити висновок про те, що за однакових абсолютних величин кутової швидкості повороту передніх і задніх керованих коліс кутове прискорення (критерій керованості автомобіля) автомобіля з двома керованими мостами в два рази більший, ніж в аналогічного автомобіля, але з одним переднім керованим мостом.

Розглянемо вплив кутів відведення коліс передньої і задньої осей на поворотливість і керованість автомобілів з двома керованими мостами. Формула (3.13), якщо прийняти допущення про те, що

$$\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1) \approx \overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1; \operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 + \overline{\delta}_1) \approx \overline{\alpha}_1 + \overline{\delta}_1, \quad (3.25)$$

прийме наступний вигляд

$$R = \frac{L}{\overline{\alpha}_2 - \overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_2 - \overline{\delta}_1}. \quad (3.26)$$

Відповідно, вираз (3.18) також зміниться (за $\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1) \approx \overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1$ і $\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2) \approx \overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2$)

$$\omega_z = V_{x_1} \cdot \frac{\overline{\alpha_1} - \overline{\alpha_2} - \overline{\delta_1} - \overline{\delta_2}}{L}. \quad (3.27)$$

При

$$\overline{\alpha_1} - \overline{\alpha_2} - \overline{\delta_1} - \overline{\delta_2} \leq 0, \quad (3.28)$$

автомобіль не володіє поворотливістю, оскільки $\omega_z \leq 0$ (див. залежність (3.27)). З (3.28) визначимо умову втрати автомобілем поворотливості

$$\overline{\alpha_1} - \overline{\alpha_2} < \overline{\delta_1} + \overline{\delta_2}. \quad (3.29)$$

З умови (3.29), враховуючи, що $\overline{\alpha_2} < 0$ і $\overline{\delta_2} < 0$ видно, що втрата поворотливості для автомобілів з двома керованими мостами можлива при малих (за абсолютною величиною) кутах повороту $\overline{\alpha_1}$ і $\overline{\alpha_2}$ і великих (за абсолютною величиною) кутах відведення $\overline{\delta_1}$ і $\overline{\delta_2}$. Для автомобілів з одним переднім керованим мостом вираз (3.29) буде мати вигляд

$$\overline{\alpha_1} \leq \overline{\delta_1} + \overline{\delta_2}. \quad (3.30)$$

Порівнюючи вирази (3.29) і (3.30) можна зробити висновок про те, що автомобілі з двома керованими мостами володіють більш високою поворотливістю, ніж автомобілі з одним керованим мостом.

Рівняння (3.27) після диференціювання за часом буде мати вигляд

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left\{ \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (\overline{\alpha_1} - \overline{\alpha_2} - \overline{\delta_1} - \overline{\delta_2}) + V_{x_1} \cdot \left[\frac{d\overline{\alpha_1}}{dt} - \frac{d\overline{\alpha_2}}{dt} - \frac{d\overline{\delta_1}}{dt} - \frac{d\overline{\delta_2}}{dt} \right] \right\}. \quad (3.31)$$

Втрата керованості наступає за $\frac{d\omega_z}{dt} \leq 0$. З виразу (3.31) визначимо вказану умову

$$\frac{d(\bar{\alpha}_1 - \bar{\alpha}_2)}{dt} \leq \frac{d(\bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2)}{dt} - \frac{dV_{x_1}/dt}{V_{x_1}} \cdot (\bar{\alpha}_1 - \bar{\alpha}_2 - \bar{\delta}_1 - \bar{\delta}_2). \quad (3.32)$$

При $\bar{\alpha}_2 = -\bar{\alpha}_1 = -\bar{\alpha}$, одержимо.

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \leq \frac{1}{2} \cdot \frac{d(\bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2)}{dt} - \frac{dV_{x_1}/dt}{2 \cdot V_{x_1}} \cdot (2 \cdot \bar{\alpha} - \bar{\delta}_1 - \bar{\delta}_2). \quad (3.33)$$

Для автомобіля з одним переднім керованим мостом вираз (3.32) прийме вигляд

$$\frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} \leq \frac{d(\bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2)}{dt} - \frac{dV_{x_1}/dt}{V_{x_1}} \cdot (\bar{\alpha}_1 - \bar{\delta}_1 - \bar{\delta}_2). \quad (3.34)$$

Порівнюючи вирази (3.33) і (3.34), можна зробити висновок про те, що автомобілі з двома керованими мостами володіють більш високою керованістю при значному бічному відведенні шин, ніж автомобілі з одним переднім керованим мостом. До аналогічного висновку можна прийти, якщо допустити $\bar{\alpha}_1 = 0$, тобто при розгляді автомобіля з одним заднім керованим мостом. Це особливо важливо для автомобілів, що володіють недостатньою поворотливістю, тобто, мають $\bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2 < 0$.

З виразів (3.32)–(3.34) видно, що при сповільненому русі автомобіля ($dV_{x_1}/dt < 0$) зростає небезпека втрати керованості як у разі одного, так і двох керованих мостів автомобіля. За прискореного руху автомобіля, ($dV_{x_1}/dt > 0$) навпаки, керованість останнього поліпшується.

Таким чином, можна зробити наступний висновок:

- у автомобілів з двома керованими мостами мінімальний радіус повороту в два рази менше ніж у аналогічного автомобіля, але з одним керованим мостом;
- автомобілі з двома керованими мостами володіють більш високими показниками поворотливості і керованості порівняно з аналогічними автомобілями, що мають один керований міст (кутова швидкість повороту і кутове прискорення в два рази вище);
- при великих значеннях кутів бічного відведення, автомобілі з недостатньою поворотливістю і двома керованими мостами мають меншу вірогідність отримання негативного кутового прискорення $d\omega_z/dt$, ніж аналогічні автомобілі, що мають один керований міст.

3.3 Визначення реакцій дороги на колесах автомобіля при повороті і відсутності бічного відведення

Визначення реакцій дороги на колесах автомобіля при повороті дозволяє оцінити граничні за зчепленням коліс з опорною поверхнею показники поворотливості і керованості. На рис. 3.2 наведена схема сил, що діють на автомобіль з двома керованими мостами, і наведена картина лінійних швидкостей і прискорень характерних точок.

Рівняння плоскопаралельного руху автомобіля за відсутності бічного відведення шин

Компоненти прискорення центру мас C автомобіля, що направлені уздовж осей рухомої системи координат $X_I O_I Y_I$

$$\ddot{x}_c = a_c^K \cdot \cos \gamma - a_c^n \cdot \sin \gamma; \quad (3.38)$$

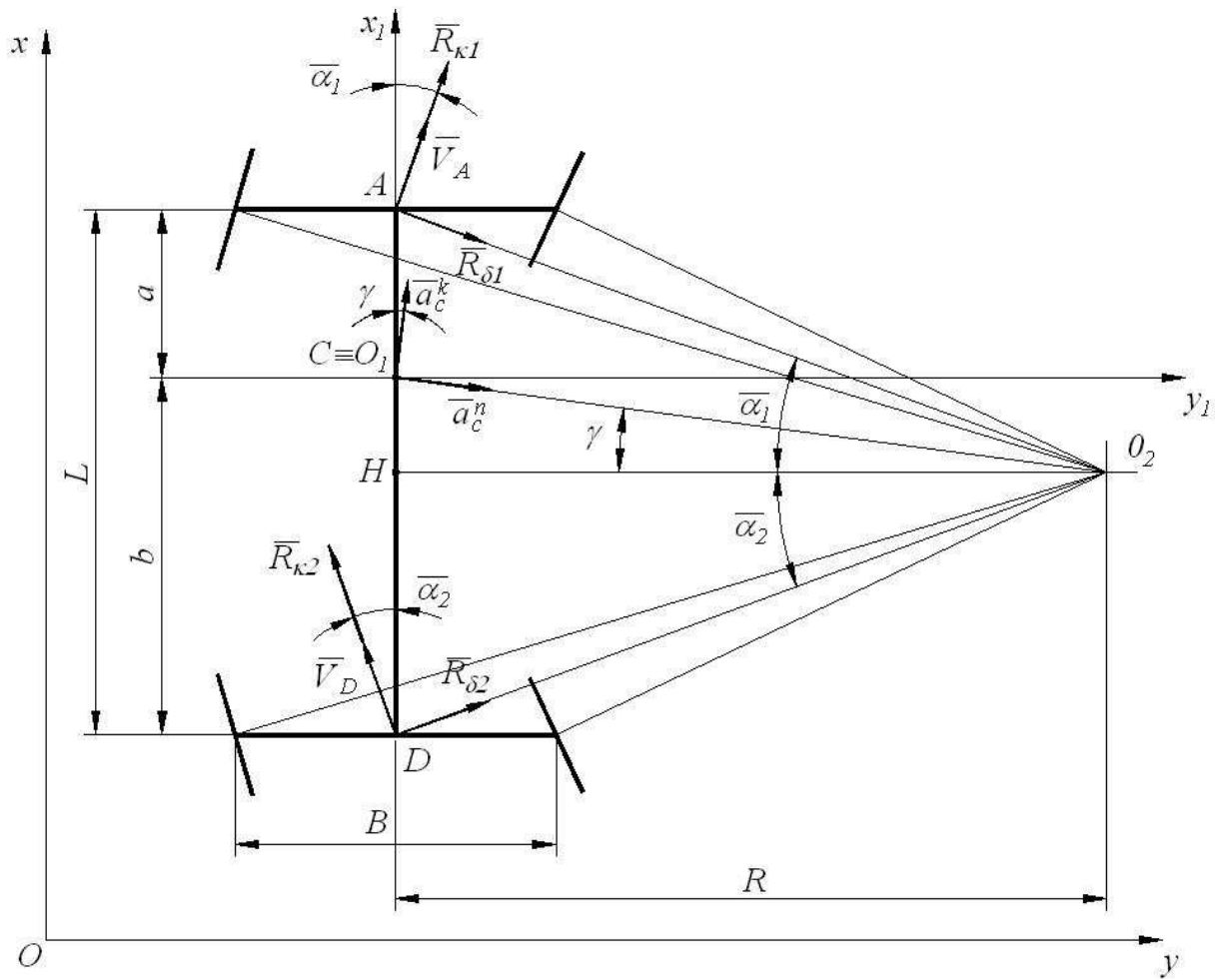


Рисунок 3.2 – Схема сил, що діють на автомобіль
з двома керованими мостами на повороті

$$\ddot{y}_c = a_c^K \cdot \sin \gamma + a_c^n \cdot \cos \gamma. \quad (3.39)$$

Дотичне прискорення точки C

$$a_c^K = \frac{d\omega_z}{dt} (\overline{CO_2}) = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{R}{\cos \gamma}, \quad (3.40)$$

де R – радіус повороту автомобіля (див. рис. 3.2)

$$R = (\overline{O_2H}) = \frac{(\overline{CO_2})}{\cos \gamma}. \quad (3.41)$$

Нормальне прискорення точки C

$$a_c^n = \omega_z^2 \cdot (\overline{CO_2}) = \omega_z^2 \cdot \frac{R}{\cos \gamma}. \quad (3.42)$$

Після підстановки рівняння (3.15) у вирази (3.41) і (3.42) останні перетворюються до виду

$$a_c^k = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{L / \cos \gamma}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2}; \quad (3.43)$$

$$a_c^n = \omega_z^2 \cdot \frac{L / \cos \gamma}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (3.44)$$

Вирази (3.38), (3.39) з урахуванням (3.43) і (3.44) будуть мати вигляд

$$\ddot{x}_c = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2} - \omega_z^2 \cdot \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2} \cdot \operatorname{tg} \gamma; \quad (3.45)$$

$$\ddot{y}_c = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2} \cdot \operatorname{tg} \gamma + \omega_z^2 \cdot \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (3.46)$$

З рис. 3.2 визначимо

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{(\overline{CH})}{R}, \quad (3.47)$$

де $(\overline{CH})$ – відстань від центру мас автомобіля до полюсу повороту

$$(\overline{CH}) = R \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 - b = R \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - a. \quad (3.48)$$

Підставляючи (3.48) в (3.47), одержимо з урахуванням (3.15)

$$tg\gamma = \frac{b}{L} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{a}{L} \cdot tg\bar{\alpha}_2. \quad (3.49)$$

З урахуванням рівняння (3.49), вирази (3.45) і (3.46) перетворяться

$$\ddot{x}_c = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{L}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2} - \omega_z^2 \cdot \frac{b \cdot tg\bar{\alpha}_1 + a \cdot tg\bar{\alpha}_2}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2}; \quad (3.50)$$

$$\ddot{y}_c = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{b \cdot tg\bar{\alpha}_1 + a \cdot tg\bar{\alpha}_2}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2} + \omega_z^2 \cdot \frac{L}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2}. \quad (3.51)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (3.36) і (3.37) і враховуючи співвідношення (3.51), після перетворень визначимо бічні реакції дороги на колесах передньої і задньої осей

$$R_{\delta_1} = \frac{m \cdot \sec \bar{\alpha}_1}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2} \cdot \left[\frac{d\omega_z}{dt} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) + \omega_z^2 \cdot b \right] - R_{k_1} \cdot tg\bar{\alpha}_1; \quad (3.52)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{m \cdot \sec \bar{\alpha}_2}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2} \cdot \left[a \cdot \omega_z^2 - \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \left(\frac{i_z^2 - a \cdot b}{L} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \right] - R_{k_2} \cdot tg\bar{\alpha}_2. \quad (3.53)$$

З виразу (3.35) визначимо

$$R_{K_1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{K_2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 = R_{\delta_1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{\delta_2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + m \cdot \ddot{x}_c. \quad (3.54)$$

Вираз (3.54) з урахуванням (3.50) буде мати вигляд

$$\begin{aligned} R_{K_1} \cdot \sec \bar{\alpha}_1 + R_{K_2} \cdot \sec \bar{\alpha}_2 = & \frac{m \cdot L}{tg\bar{\alpha}_1 - tg\bar{\alpha}_2} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \left(1 + \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}_1 + \right. \\ & \left. + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg^2 \bar{\alpha}_2 - 2 \cdot \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right). \end{aligned} \quad (3.55)$$

Рівняння (3.52), (3.53) і (3.55) показують залежності реакцій дороги на колесах автомобіля від кінематичних параметрів повороту: $\bar{\alpha}_1; \bar{\alpha}_2; \frac{d\omega_z}{dt}; \omega_z$.

Якщо у вказані рівняння підставити вираз (3.24) для визначення $\frac{d\omega_z}{dt}$ і вираз

$$\omega_z = \frac{V_{x_l}}{L} \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2), \quad (3.56)$$

то вони будуть мати вигляд

$$\begin{aligned} R_{\delta_1} = & m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \cdot \left[\left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ & \times \left(\frac{dV_{x_l}}{dt} + V_{x_l} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \\ & \left. + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x_l}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right] - R_{k_1} \cdot tg \bar{\alpha}_1; \end{aligned} \quad (3.57)$$

$$\begin{aligned} R_{\delta_2} = & m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \cdot \left[\left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ & \times \left(\frac{dV_{x_l}}{dt} + V_{x_l} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \\ & \left. + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x_l}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right] - R_{k_2} \cdot tg \bar{\alpha}_2; \end{aligned} \quad (3.58)$$

$$R_{K_1} \cdot \sec \bar{\alpha}_1 + R_{K_2} \cdot \sec \bar{\alpha}_2 = m \cdot \left(1 + \frac{i_z^2 + b^2}{L} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_2 - \right. \\ \left. - 2 \cdot \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} + V_{x_1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right). \quad (3.59)$$

Для автомобілів з одним переднім керованим мостом $\bar{\alpha}_2 = 0$ вирази (3.52), (3.53), (3.55) будуть мати наступний вигляд

$$R_{\delta_1} = \frac{m \cdot \sec \bar{\alpha}_1}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1} \cdot \left(\frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{i_z^2 + b}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \omega_z^2 \cdot b \right) - R_{k_1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1; \quad (3.60)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{m}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1} \cdot \left(a \cdot \omega_z^2 - \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 \right); \quad (3.61)$$

$$R_{K_1} \cdot \sec \bar{\alpha}_1 + R_{K_2} = \frac{m \cdot L}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \left(1 + \frac{i_z^2 + b^2}{L} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_1 \right). \quad (3.62)$$

При $\bar{\alpha}_2 = -\bar{\alpha}_1$ реакції дороги на колесах передньої і задньої осей визначатимуться наступними залежностями

$$R_{\delta_1} = \frac{m \cdot \sec \bar{\alpha}_1}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1} \times \\ \times \left[\frac{d\omega_z}{dt} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L} - \frac{b}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{1}{2} \cdot \omega_z^2 \cdot b \right] - R_{k_1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1; \quad (3.63)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{m \cdot \sec \bar{\alpha}_1}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1} \times \\ \times \left[\frac{1}{2} \cdot a \cdot \omega_z^2 - \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \left(\frac{i_z^2 - a \cdot b}{L} + \frac{a}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 \right] + R_{k_2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1; \quad (3.64)$$

$$R_{K_1} + R_{K_2} = \frac{m \cdot L \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \times \left[1 + \left(4 \cdot \frac{i_z^2}{L^2} + \frac{(b-a)^2}{L^2} \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_1 \right]. \quad (3.65)$$

Порівнюючи вирази (3.60) і (3.63), можна зробити висновок про те, що у автомобіля з двома керованими мостами, за інших рівних умов, бічна реакція на передніх колесах менше ніж у автомобіля з одним переднім керованим мостом. Причому, це справедливо як при сталому режимі повороту, так і при вході або виході з повороту $\left(\frac{d\omega_z}{dt} \neq 0\right)$. В початковий момент повороту (при $\omega_z = 0$) бічна реакція R_{δ_1} у автомобіля з двома керованими мостами також менше ніж у автомобіля з одним переднім керованим мостом.

При порівнянні виразів (3.61) і (3.64) визначено, що автомобілі з двома керованими мостами мають менше значення бічної реакції R_{δ_2} на задніх колесах у порівнянні з автомобілем, що має один передній керований міст при виконанні наступної умови

$$R_{k_2} < \frac{m \cdot a \cdot \omega_z^2}{\operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}_l} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \sec \bar{\alpha}_l\right) + \frac{m}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_l} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \times$$

$$\times \left[\frac{i_z^2 - a \cdot b}{L} \cdot (\sec \bar{\alpha}_l - 1) + \frac{a}{2} \cdot \sec \bar{\alpha}_l \right]. \quad (3.66)$$

За великих значень дотичної реакції на задніх ведучих колесах величина бічних реакцій на цих колесах у автомобіля з двома керованими мостами вище, ніж у автомобіля з одним переднім керованим мостом. Це означає, що на дорогах з високим опором коченню передніх ведених коліс, поворот задніх керованих коліс може призвести до втрати автомобілем траєкторної стійкості. Останнє може призвести до погіршення поворотливості автомобіля і його керованості на перехідних режимах повороту.

У результаті проведеного аналізу можна констатувати наступне:

– бічна реакція на передніх колесах у автомобілів з двома керованими мостами менше ніж у аналогічної 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.

3.4 Висновки за розділом 3

1. Одержані співвідношення між середніми кутами повороту передніх і задніх коліс можуть скласти основу алгоритму раціонального керування поворотом автомобіля.

2. У автомобілів з двома керованими мостами мінімальний радіус повороту в два рази менше ніж у аналогічного автомобіля, але з одним керованим мостом.

3. Автомобілі з двома керованими мостами володіють більш високими показниками поворотливості і керованості у порівнянні з аналогічними автомобілями, що мають один керований міст (кутова швидкість повороту машини і кутове прискорення в два рази вище).

4. При значних значеннях кутів бічного відведення, автомобілі з недостатньою поворотливістю і двома керованими мостами мають меншу вірогідність отримання негативного кутового прискорення $\frac{d\omega_z}{dt}$ при вході в поворот, ніж аналогічні автомобілі, що мають один керований міст.

5. Бічна реакція на передніх колесах у автомобілів з двома керованими мостами менше ніж у аналогічної машини з одним переднім мостом, що свідчить про більш високі показники керованості цих машин, які реалізуються на межі бічного ковзання передніх коліс.

6. На дорогах з високим опором коченню ведених передніх коліс недоцільно використовувати поворот задніх коліс, оскільки це може призвести до втрати траєкторної стійкості автомобіля.

Результати дослідження опубліковані в [3], [15], [38].

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ПОВОРОТІ ПЕРЕДНІХ І ЗАДНІХ КОЛІС В ОДИН БІК

Останніми роками з'явилися автомобілі зі всіма керованими колесами, поворот яких здійснюється одночасно в один бік. Такий спосіб руху використовується при паркуванні машин для більш точної їх установки на необхідне місце. Цей рух нагадує рух краба. Звідси і спосіб цей одержав таку назву у ряді літературних джерел. Вказаний спосіб руху вже не можна називати поворотом, це – маневр, який може використовуватися при переході з однієї смуги руху в іншу (маневр «переставка»). Дослідженню динаміки автомобіля при русі «крабом» і присвячено цей розділ [229], [232].

4.1 Визначення траєкторії руху автомобіля з колесами, що не мають бічного відведення

Виконання маневру «переставка» і визначення параметрів керованості автомобіля при об'їзді несподіваної перешкоди передбачено здійснювати при проведенні випробувань галузевою нормаллю автомобільної промисловості колишнього СРСР [233]. Методика проведення випробувань і оцінки їх результатів орієнтована на традиційний спосіб повороту, тобто поворот передніх керованих коліс. Недоліком традиційного способу є те, що в процесі його виконання подовжня вісь автомобіля повертається щодо первинного напрямку руху на певний кут. В цьому випадку автомобіль починає займати більш широку смугу руху. Цього немає у разі виконання вказаного маневру при одночасному повороті передніх і задніх коліс в один бік, тобто при русі «крабом». На жаль, у відомих джерелах [34], [50], [56], [97], [99], спосіб

виконання маневру з поворотом всіх керованих коліс (передніх і задніх) в один бік не наведено. Тому представляє інтерес дослідження динаміки руху автомобіля при виконання цього маневру і визначення траєкторії його руху.

4.1.1. Визначення бічних реакцій на колесах. Для визначення бічних реакцій на колесах складемо систему рівнянь динаміки автомобіля при виконанні маневру з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік (рис. 4.1).

При виконанні вказаного маневру всі чотири колеса повертаються на однаковий кут α . На відміну від традиційного повороту, в даному випадку автомобіль рухається поступально, а не плоскопаралельно. Автомобіль не обертається навколо своєї вісі.

При сталому положенні керованих коліс ($\alpha = \alpha_{\max}$ і $d\alpha/dt = 0$), автомобіль рухається прямою, направленою під кутом $\alpha_{\max}$ до вісі OX (рис. 4.1). У цьому випадку компоненти швидкості автомобіля щодо осей OX і OY визначаються як

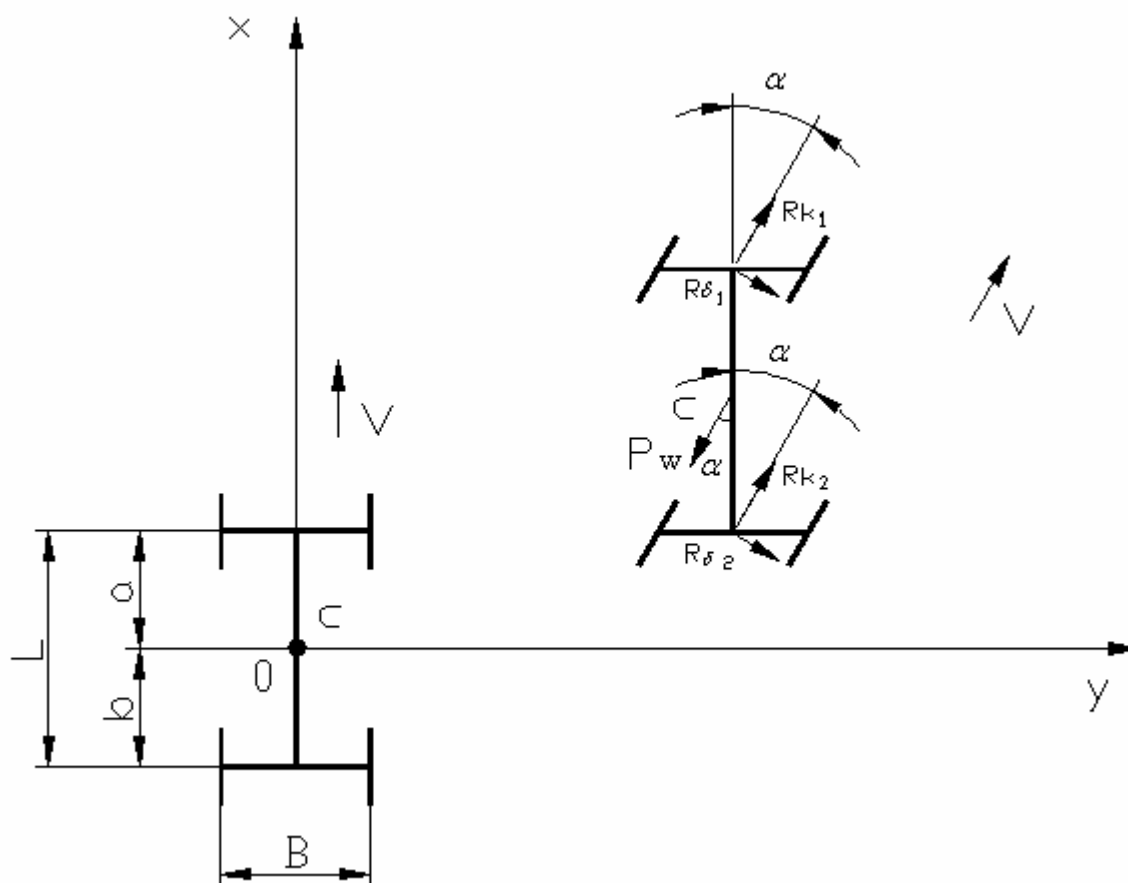
$$\dot{x} = V \cos \alpha; \quad (4.1)$$

$$\dot{y} = V \sin \alpha, \quad (4.2)$$

де V – лінійна швидкість поступального руху автомобіля, м/с.

За $V = \text{const}$ і $\alpha = \alpha_{\max}$ можна визначити координати x і y положення автомобіля

$$x = V \cdot t \cdot \cos \alpha + x_1; \quad (4.3)$$



B – колія коліс; L , a , b – подовжня колісна база і відстані від проекції центру мас на горизонтальну вісь до передньої і задньої осей автомобіля відповідно; c – положення центру мас автомобіля; R_{k1} , R_{k2} – сумарні дотичні реакції на передніх і задніх колесах; $R_{\delta 1}$, $R_{\delta 2}$ – сумарні бічні реакції на передніх і задніх колесах; V – лінійна швидкість руху автомобіля;
 P_w – сила опору повітря; α – кут повороту коліс

Рисунок 4.1 – Схема руху з поворотом передніх і задніх коліс в один бік («крабом»)

$$y = V \cdot t \cdot \sin \alpha + y_1; \quad (4.4)$$

де t – час, с;

x_1 , y_1 – координати положення центру мас автомобіля до моменту часу, за якого кути повороту керованих коліс α досягли максимального значення $\alpha_{\max}$.

Перетворюючи систему рівнянь з параметричного вигляду (видаляючи параметр t), одержимо рівняння, що описує траєкторію руху автомобіля при сталому положенні керованих коліс ($\alpha = \alpha_{\max}$)

$$y = y_1 + (x - x_1) \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.5)$$

За допомогою рис. 4.1 одержимо рівняння динаміки автомобіля

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w) \cos \alpha - (R_{\delta_1} + R_{\delta_2}) \sin \alpha; & (4.6) \\ m\ddot{y}_c = (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w) \sin \alpha + (R_{\delta_1} + R_{\delta_2}) \cos \alpha; & (4.7) \\ I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = (R_{k_1} \cdot a - R_{k_2} \cdot b) \sin \alpha + (R_{\delta_1} \cdot a - R_{\delta_2} \cdot b) \cos \alpha; & (4.8) \end{cases}$$

де m , I_{zc} – загальна маса автомобіля і його момент інерції відносно вертикальної вісі, що проходить через центр мас;

$\ddot{x}_c$, $\ddot{y}_c$ – компоненти прискорення автомобіля відносно координатних осей OX і OY ;

w_z – кутова швидкість обертання автомобіля в площині дороги; у відповідності з приведеними вище міркуваннями $w_z = 0$ і $dw_z/dt = 0$.

Зробимо припущення, що сила P_w направлена колінеарно вектору швидкості V , але направлена в протилежний бік і проходить через центр мас «С» автомобіля.

Ліва частина рівняння (4.8) рівна нулю. Для визначення $\ddot{x}_c$ і $\ddot{y}_c$ в загальному випадку (за $\alpha = \text{var}$) продиференціюємо рівняння (4.1) і (4.2), приймаючи

$$\alpha = w_k \cdot t; \quad (4.9)$$

де w_k – кутова швидкість повороту керованих коліс; приймаємо $w_k = \text{const}$.

Таким чином

$$\ddot{x}_c = -V \cdot w_k \cdot \sin(w_k \cdot t); \quad (4.10)$$

$$\ddot{y}_c = V \cdot w_k \cdot \cos(w_k \cdot t). \quad (4.11)$$

Сумарне прискорення центру мас автомобіля

$$a_\Sigma = \sqrt{\ddot{x}_c^2 + \ddot{y}_c^2} = V \cdot w_k. \quad (4.12)$$

Оскільки $V = \text{const}$ і дотичне прискорення центру мас автомобіля рівне нулю, то вираз (4.12) є виразом для центробіжного прискорення центру мас за поступального руху. Іншими словами, автомобіль можна вважати матеріальною точкою, що рухається поступально криволінійною траєкторією. Кутова швидкість автомобіля за поступального руху вказаною траєкторією

$$w_\Pi = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} = w_k, \quad (4.13)$$

де ψ – кут між напрямом вектора лінійної швидкості руху автомобіля і віссю OX (рис. 4.1) $\psi = \alpha$.

Підставляючи співвідношення (4.10) і (4.11) в рівняння (4.6) і (4.7), піднесемо ліві і праві частини останніх в квадрат і проведемо почленне сумування. В результаті одержимо

$$m^2 (\ddot{x}_c^2 + \ddot{y}_c^2) = m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 = (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w)^2 + (R_{\delta_1} + R_{\delta_2})^2. \quad (4.14)$$

За $d\omega/dt=0$, вираз (4.8) прийме вигляд

$$(R_{k_1} \cdot a - R_{k_2} \cdot b) \sin \alpha + (R_{\delta_1} \cdot a - R_{\delta_2} \cdot b) \cos \alpha = 0. \quad (4.15)$$

Розв'язуючи сумісно рівняння (4.14) і (4.15), визначимо бічні реакції, сумарні для коліс передньої і задньої осей, відповідно

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} \cdot \sqrt{m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 - (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w)^2} - \left(\frac{a}{L} \cdot R_{k_1} - \frac{b}{L} \cdot R_{k_2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.16)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} \cdot \sqrt{m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 - (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w)^2} + \left(\frac{a}{L} \cdot R_{k_1} - \frac{b}{L} \cdot R_{k_2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.17)$$

Вирази (4.16) і (4.17) відповідають автомобілю зі всіма ведучими колесами, оскільки вектори сил R_{k_1} і R_{k_2} співпадають за напрямом з вектором лінійної швидкості. Якщо в автомобіля ведучими є тільки задні колеса, то знаки перед R_{k_1} необхідно замінити на протилежні. У цьому випадку (4.16) і (4.17) приймуть вигляд

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} \cdot \sqrt{m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 - (R_{k_2} - R_{k_1} - P_w)^2} + \left(\frac{a}{L} \cdot R_{k_1} + \frac{b}{L} \cdot R_{k_2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.18)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} \cdot \sqrt{m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 - (R_{k_2} - R_{k_1} - P_w)^2} - \left(\frac{a}{L} \cdot R_{k_1} + \frac{b}{L} \cdot R_{k_2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.19)$$

Для передньопривідних автомобілів необхідно замінити на протилежні знаки перед R_{k_2} в рівняннях (4.16) і (4.17), одержимо

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} \cdot \sqrt{m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 - (R_{k_1} - R_{k_2} - P_w)^2} - \left(\frac{a}{L} \cdot R_{k_1} + \frac{b}{L} \cdot R_{k_2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.20)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} \cdot \sqrt{m^2 \cdot V^2 \cdot w_k^2 - (R_{k_1} - R_{k_2} - P_w)^2} + \left(\frac{a}{L} \cdot R_{k_1} + \frac{b}{L} \cdot R_{k_2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.21)$$

Аналізуючи вирази (4.16)–(4.21), можна зробити наступні висновки:

- бічна реакція на передніх ведучих колесах менша ніж на передніх ведених;
- бічна реакція на задніх ведучих колесах менша ніж на задніх ведених.

4.1.2 Визначення траєкторії руху автомобіля. Рівняння (4.16)–(4.21) справедливі тільки на несталіх стадіях маневру, тобто при вході в маневр ($w_k > 0$) і виході з маневру ($w_k < 0$). В сталому режимі (сталій стадії маневру), за сталого положення керованих коліс ($\alpha = \alpha_{\max} = \text{const}$) бічні реакції на колесах рівняються нулю.

Траєкторію руху автомобіля в сталій стадії маневру ми вже визначили (співвідношення (4.5)). Розглянемо траєкторію руху автомобіля в несталіх стадіях (при вході в маневр і при виході з маневру) за $w_k = \text{const}$.

При вході в маневр (розв'язуємо рівняння (4.1) і (4.2) шляхом інтегрування з урахуванням залежності (4.9))

$$x_c = V \int \cos(w_k t) dt = c_1 + \frac{V}{w_k} \sin(w_k t); \quad (4.22)$$

$$y_c = V \int \sin(w_k t) dt = c_2 - \frac{V}{w_k} \cos(w_k t). \quad (4.23)$$

Початкові умови: за $t=0$ величини x і y рівні нулю, $c_1=0$ і

$$c_2 = \frac{V}{w_k} = R, \quad (4.24)$$

де R – радіус кривизни траєкторії руху центру мас автомобіля при вході в маневр, м.

Після підстановки c_1 і c_2 в рівняння (4.22) і (4.23) одержимо

$$x_c = \frac{V}{w_k} \sin(w_k t) = R \sin(w_k t); \quad (4.25)$$

$$y_c = \frac{V}{w_k} [1 - \cos(w_k t)] = R [1 - \cos(w_k t)]. \quad (4.26)$$

Після виключення параметра t , вирішуючи спільно (4.25) і (4.26), одержимо рівняння кола із зміщеним щодо початку координат на величину R центром

$$y_c = R - \sqrt{R^2 - x_c^2}. \quad (4.27)$$

Таким чином, траєкторією руху центру мас автомобіля при вході в маневр з $w_k = \text{const}$ є дуга кола.

При виході з маневру ($w_k = \text{const} < 0$) вирази (4.1) і (4.2) з урахуванням (4.9) будуть мати наступний вигляд

$$\dot{x}_c = V \cdot \cos(\alpha_{\max} - w_k \cdot t); \quad (4.28)$$

$$\dot{y}_c = V \cdot \sin(\alpha_{\max} - w_k \cdot t). \quad (4.29)$$

При інтегруванні рівнянь (4.28) і (4.29) одержимо

$$x_c = V \int \cos(\alpha_{\max} - w_k \cdot t) dt = c_3 - \frac{V}{w_k} \sin(\alpha_{\max} - w_k \cdot t); \quad (4.30)$$

$$y_c = V \int \sin(\alpha_{\max} - w_k \cdot t) dt = \frac{V}{w_k} \cos(\alpha_{\max} - w_k \cdot t) + c_4. \quad (4.31)$$

За $t=0$ приймаємо $x_c=x_2$ і $y_c=y_2$. Тоді одержимо

$$c_3 = x_2 + \frac{V}{w_k} \sin \alpha_{\max}; \quad (4.32)$$

$$c_4 = y_2 - \frac{V}{w_k} \cos \alpha_{\max}, \quad (4.33)$$

де x_2, y_2 – координати положення центру мас автомобіля в кінці сталої стадії маневру.

Рівняння (4.30) і (4.31) з урахуванням початкових умов (4.32) і (4.33) можна представити у вигляді

$$x_c = x_2 + \frac{V}{w_k} [\sin \alpha_{\max} - \sin(\alpha_{\max} - w_k t)]; \quad (4.34)$$

$$y_c = y_2 + \frac{V}{w_k} [\cos(\alpha_{\max} - w_k t) - \cos \alpha_{\max}]. \quad (4.35)$$

Щоб визначити траєкторію руху центру мас автомобіля при виході з маневру, необхідне перетворення координат (рис. 4.2).

Перетворення координат проводимо в два етапи. На першому етапі здійснюємо паралельне перенесення осей координат так, щоб сумістити точку O з точкою O' , що відповідає кінцю сталої стадії маневру. Цей етап ми фактично врахували шляхом вибору початкових умов під час інтегрування рівнянь (4.28) і (4.29). На другому етапі здійснюємо поворот системи координат за годинниковою стрілкою на кут $\alpha_{\max}$.

У перетвореній системі координат

$$y'_c = (y_c - y_2) \cos \alpha_{\max} - (x_c - x_2) \sin \alpha_{\max}; \quad (4.36)$$

$$x'_c = (y_c - y_2) \sin \alpha_{\max} + (x_c - x_2) \cos \alpha_{\max}. \quad (4.37)$$

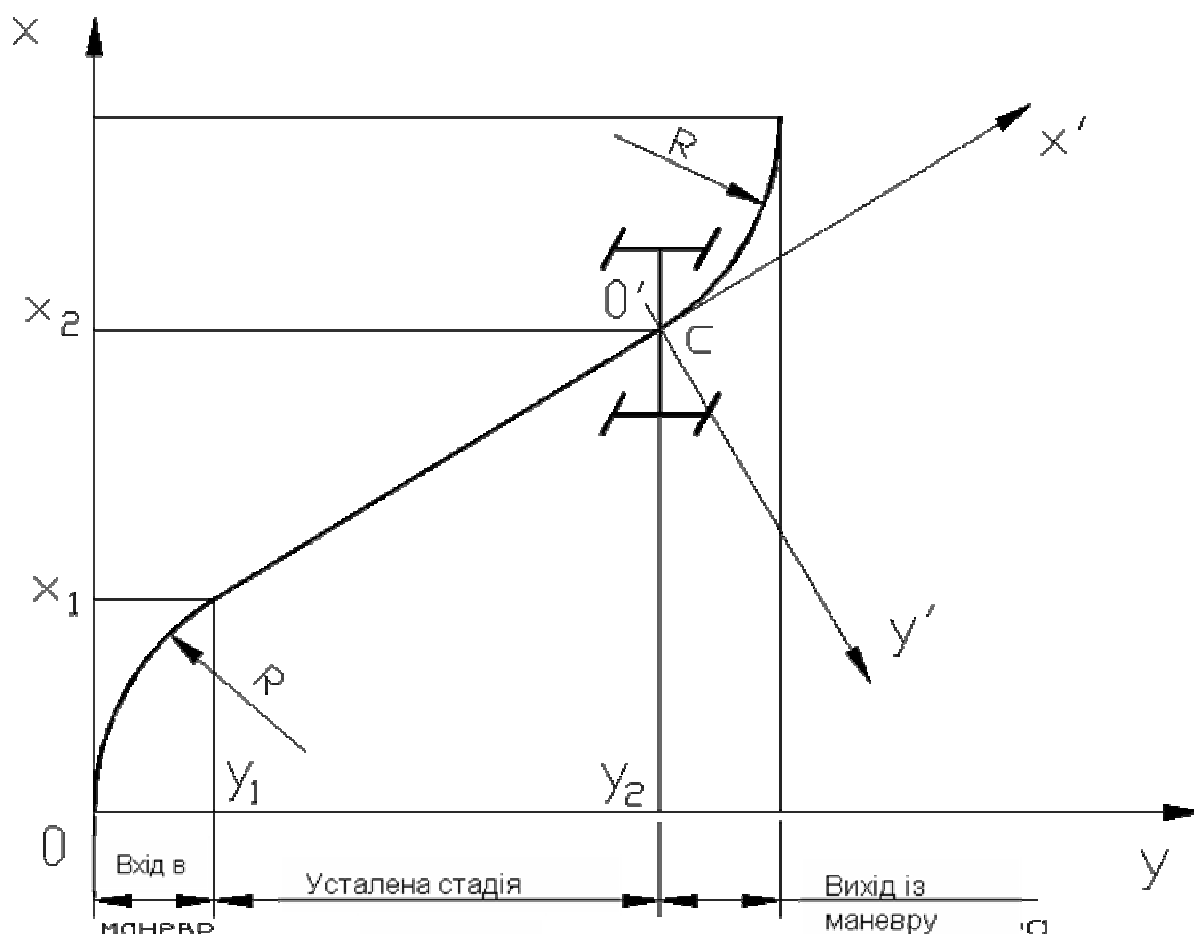


Рисунок 4.2 – Перетворення координат для визначення траєкторії центру мас автомобіля при виході з маневру

Підставляючи (4.34) і (4.35) в співвідношення (4.36) і (4.37) одержимо після перетворень

$$y'_c = -\frac{V}{w_k} [1 - \cos(w_k t)] = -R [1 - \cos(w_k t)]; \quad (4.38)$$

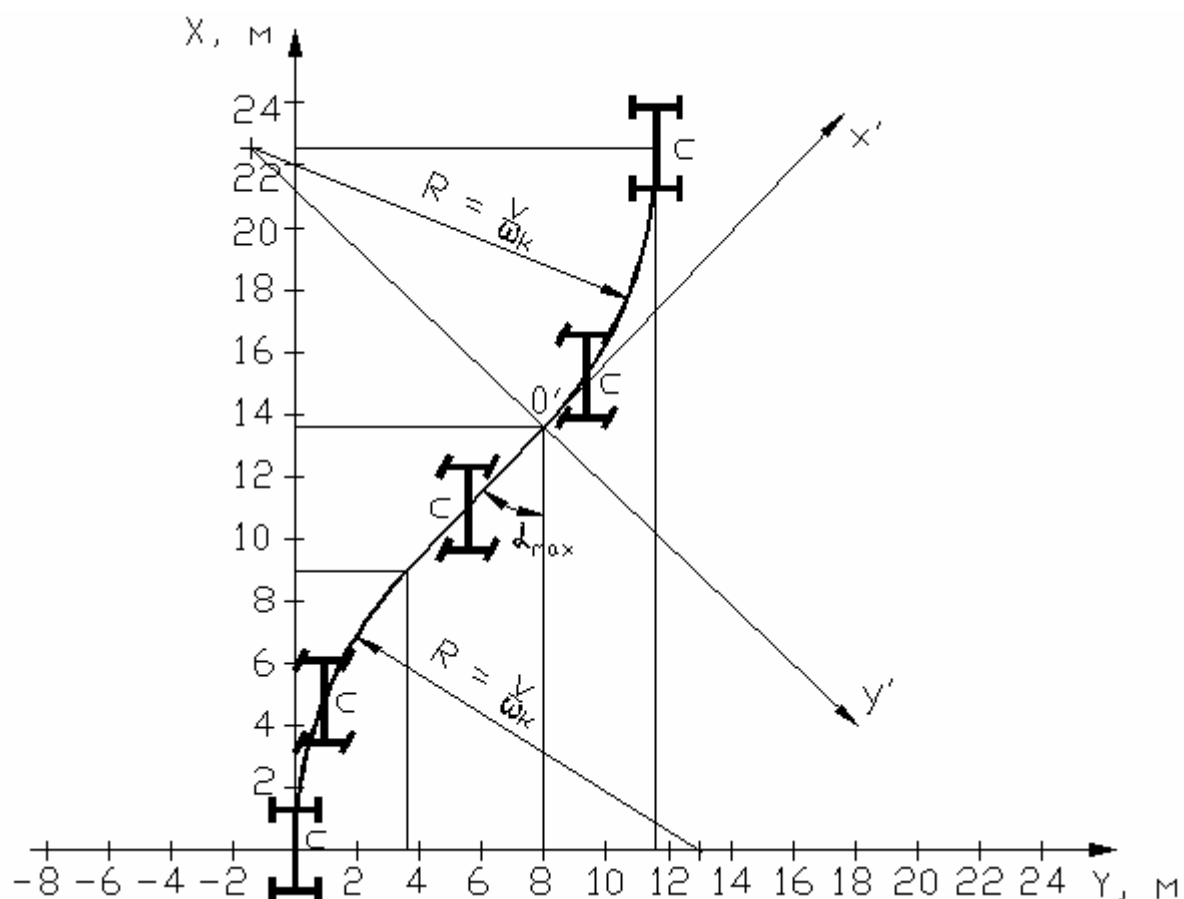
$$x'_c = \frac{V}{w_k} \sin(w_k t) = R \sin(w_k t). \quad (4.39)$$

Таким чином, одержані рівняння, аналогічні рівнянням (4.25) (4.26). Отже, в перетвореній системі координат ми одержимо рівняння кола

$$y'_c = \sqrt{R^2 - (x'_c)^2} - R. \quad (4.40)$$

На підставі одержаних результатів можна зробити висновок про те, що в несталій стадії маневру автомобіля траєкторія руху його центру мас є дугою кола.

На рис. 4.3, як приклад, представлена траєкторія руху центру мас автомобіля при здійсненні маневру «переставка» шляхом повороту керованих коліс в один бік з постійною кутовою швидкістю $w_k = \text{const}$.



$V/w_k = R = 13$ м; $\alpha_{\max} = 0,75$ рад $\approx 43^\circ$; $w_k = 1,282$ с $^{-1}$; час входу в маневр $t_{\text{вх}} = 0,582$ с;
 час виходу з маневру $t_{\text{вих}} = 0,582$ с

Рисунок 4.3 – Виконання маневру «переставка» із зсувом автомобіля в бічному напрямі на відстань 11 м

4.2 Дослідження перехідних процесів при вході автомобіля в маневр

Нами визначена траєкторія руху автомобіля на несталіх стадіях маневру (при вході в нього і виході з нього) за $w_k = \text{const}$. Показано, що при виході з маневру траєкторія руху центру мас автомобіля описується тією ж залежністю, що і при вході в маневр, але тільки в перетвореній системі координат. За $w_k = \text{const}$ перехідні криві є дугами кола, радіус яких визначається кінематичними параметрами автомобіля (залежність (4.24)).

Представляє інтерес визначення траєкторії руху центру мас автомобіля в несталій стадії повороту керованих коліс при зміні за різними законами кутовою швидкістю їх повороту ($w_k = \text{var}$) у випадку руху «крабом». Оскільки нами доведено, що траєкторії автомобіля при вході в маневр і виході з нього ідентичні, то обмежимося тільки розглядом входу в маневр [233], [229].

4.2.1 Визначення траєкторії руху автомобіля за синусоїдального закону зміни кутової швидкості керованих коліс. Синусоїдальний закон дуже зручний для опису повного циклу виконання маневру «переставка». На рис. 4.4 наведено графіки, що ілюструють указаний закон зміни кутової швидкості w_k і кута повороту α керованих коліс.

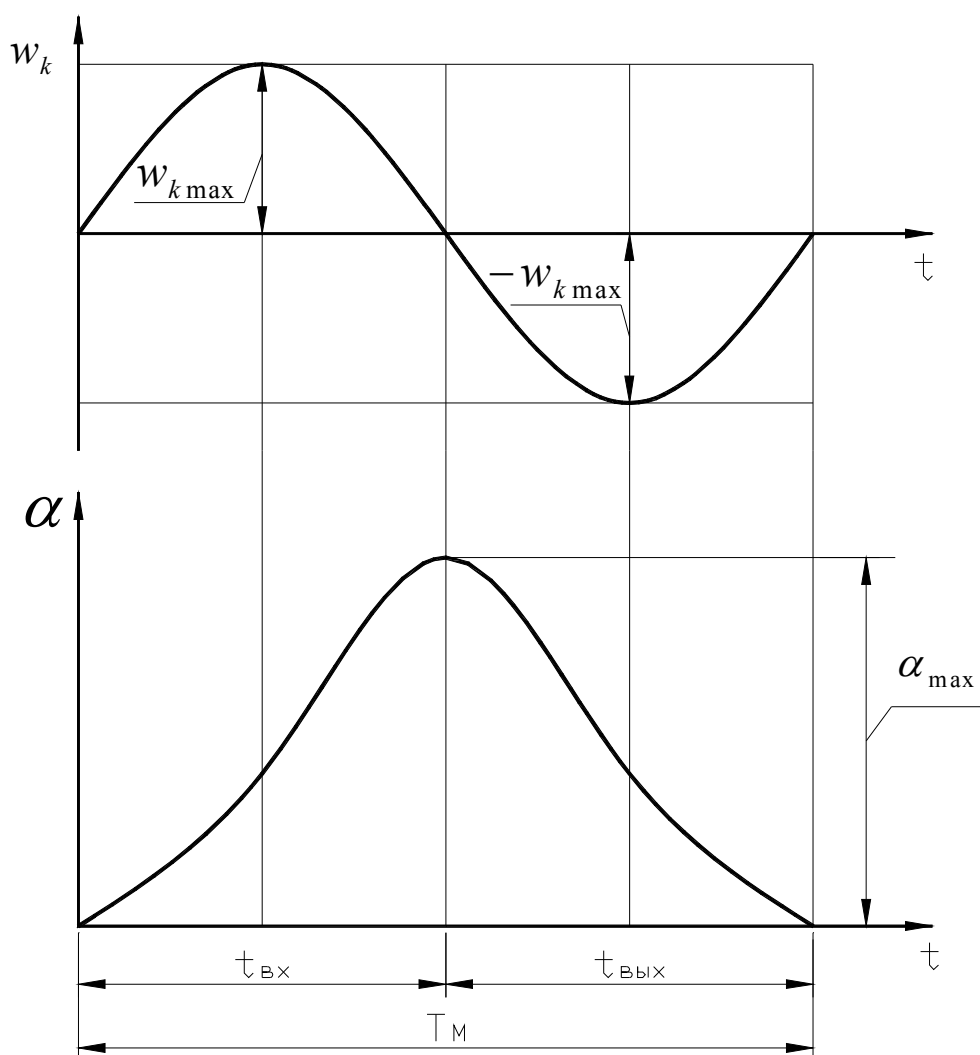
Зміна кутової швидкості повороту керованих коліс описується відомим співвідношенням

$$w_k = w_{k \max} \sin(\Omega t), \quad (4.41)$$

де Ω – кругова частота зміни кутової швидкості повороту керованих коліс;

$w_{k \max}$ – максимальне значення кутової швидкості повороту керованих коліс.

Кут повороту керованих коліс



T_M – час маневру; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ – час входу в маневр і виходу з нього

Рисунок 4.4 – Зміна кутової швидкості w_k і кута повороту α керованих коліс при проведенні циклу переміщень маневру «переставка»

$$\alpha = \int w_k dt = w_{k \max} \int \sin(\Omega t) dt = c_5 - \frac{w_{k \max}}{\Omega} \cos(\Omega t). \quad (4.42)$$

За $t=0$ величина $\alpha=0$. Підставляючи початкові умови у вираз (4.42), одержимо

$$\alpha = \frac{w_{k \max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega t)]. \quad (4.43)$$

Визначимо параметри, що входять в рівняння (4.43). За $t=t_{ex}$ величина $\alpha=\alpha_{\max}$. Тоді

$$\alpha = \frac{w_{k\max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega \cdot t_{ex})]. \quad (4.44)$$

У виразі (4.44)

$$\Omega \cdot t_{ex} = \pi, \quad (4.45)$$

Звідки визначимо

$$\Omega = \frac{\pi}{t_{ex}}. \quad (4.46)$$

Підставляючи (4.45) в (4.44), одержимо

$$\alpha = \frac{2w_{k\max} \cdot t_{ex}}{\pi}. \quad (4.47)$$

З виразу (4.47) визначимо

$$w_{k\max} = \frac{\pi \cdot \alpha_{\max}}{2 \cdot t_{ex}}. \quad (4.48)$$

Вираз (4.43) описує закон кругового руху керованих коліс в процесі виконання маневру «переставка» за відсутності сталої стадії. Якщо виникне необхідність врахування сталої стадії, то повний цикл повороту керованих коліс можна описати кусочною функцією (за $t_{ex}=t_{exl}$) з урахуванням (4.46) і (4.48)

$$\alpha = \begin{cases} \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot t \right) \right] & - \text{при } 0 \leq t \leq t_{\text{ex}}; \\ \alpha_{\max} & - \text{при } t_{\text{ex}} \leq t \leq t_{\text{ex}} + t_{\text{cm}}; \\ \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot (t - t_{\text{ycm}}) \right) \right] & - \text{при } t_{\text{ex}} + t_{\text{cm}} \leq t \leq T_M; \end{cases} \quad (4.49)$$

$$\alpha = \begin{cases} \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot t \right) \right] & - \text{при } 0 \leq t \leq t_{\text{ex}}; \\ \alpha_{\max} & - \text{при } t_{\text{ex}} \leq t \leq t_{\text{ex}} + t_{\text{cm}}; \\ \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot (t - t_{\text{ycm}}) \right) \right] & - \text{при } t_{\text{ex}} + t_{\text{cm}} \leq t \leq T_M; \end{cases} \quad (4.50)$$

$$\alpha = \begin{cases} \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot t \right) \right] & - \text{при } 0 \leq t \leq t_{\text{ex}}; \\ \alpha_{\max} & - \text{при } t_{\text{ex}} \leq t \leq t_{\text{ex}} + t_{\text{cm}}; \\ \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot (t - t_{\text{ycm}}) \right) \right] & - \text{при } t_{\text{ex}} + t_{\text{cm}} \leq t \leq T_M; \end{cases} \quad (4.51)$$

де t_{ycm} – час сталої стадії процесу.

Нас цікавить тільки стадія входу в маневр.

Компоненти вектору швидкості центру мас за координатними осями

$$V_x = \frac{dx}{dt} = V \cos \left[\frac{\alpha_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right]; \quad (4.52)$$

$$V_y = \frac{dy}{dt} = V \sin \left[\frac{\alpha_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right]. \quad (4.53)$$

Вирази (4.52) і (4.53) можна перетворити до вигляду

$$\frac{dx}{dt} = V \left[\cos \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) + \sin \frac{\alpha_{\max}}{2} \sin \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right]; \quad (4.54)$$

$$\frac{dy}{dt} = V \left[\sin \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) - \cos \frac{\alpha_{\max}}{2} \sin \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right]. \quad (4.55)$$

За інтегрування рівнянь (4.54) і (4.55) одержимо

$$x = AV \cos \frac{\alpha_{\max}}{2} + BV \sin \frac{\alpha_{\max}}{2}; \quad (4.56)$$

$$y = AV \sin \frac{\alpha_{\max}}{2} - BV \cos \frac{\alpha_{\max}}{2}, \quad (4.57)$$

де A, B – інтегральні вирази

$$A = \int \cos \left[\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot t \right) \right] dt; \quad (4.58)$$

$$B = \int \sin \left[\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left(\frac{\pi}{t_{\text{ex}}} \cdot t \right) \right] dt. \quad (4.59)$$

Підінтегральні функції у виразах (4.58) і (4.59) не є табличними. Тому розв'язок знаходимо наближеним методом, розкладаючи підінтегральні функції в ряд Маклорена і обмежуючись двома першими членами ряду

$$\cos \left[\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right] = 1 - \frac{1}{2!} \frac{\alpha_{\max}^2}{4} \cos^2 \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right); \quad (4.60)$$

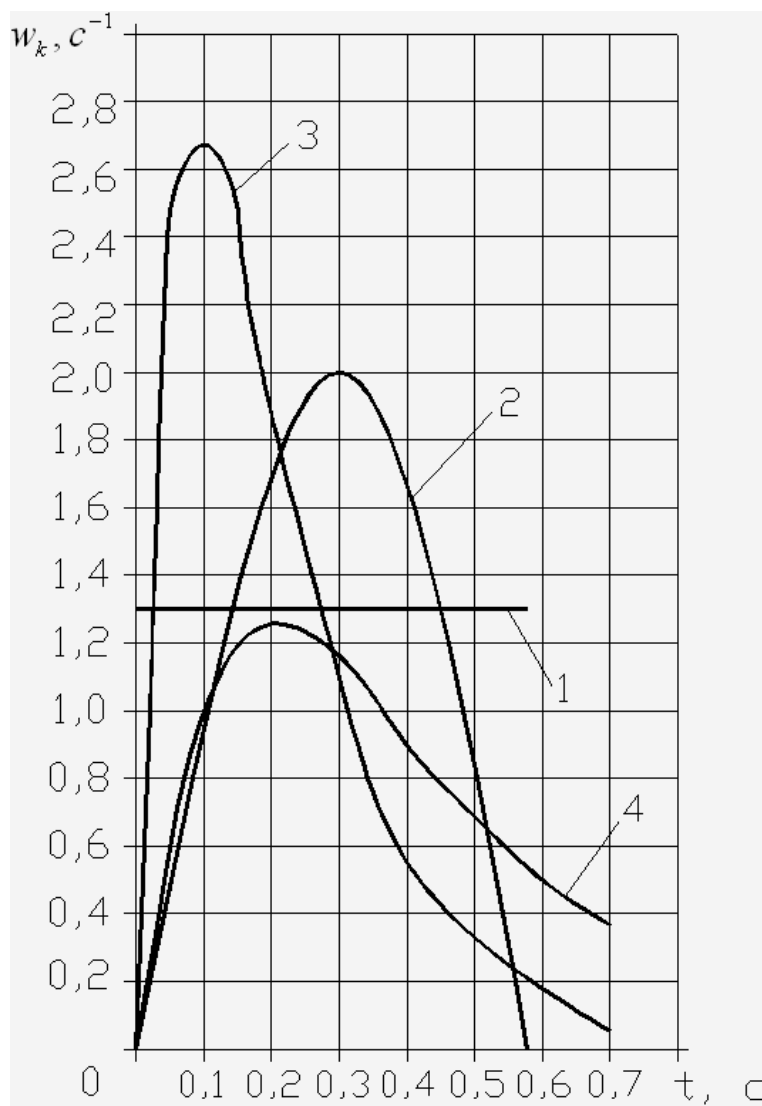
$$\sin \left[\frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right] = \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) - \frac{1}{3!} \frac{\alpha_{\max}^3}{8} \cos^3 \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right). \quad (4.61)$$

Підставляючи вирази (4.60) і (4.61) в співвідношення (4.58) і (4.59), здійснивши інтегрування і підставляючи вирази для A і B у (4.56) і (4.57) остаточно одержимо

$$\begin{aligned} x = V \cos \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \right) & \left[t \left(1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{16} \right) - \frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{32\pi} \sin \left(\frac{2\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right] + \\ & + V \sin \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \right) \left[\frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{2\pi} \sin \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right] \cdot \left[1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{24} \left(1 - \frac{1}{3} \sin^2 \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right) \right]; \end{aligned} \quad (4.62)$$

$$\begin{aligned} y = V \sin \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \right) & \left[t \left(1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{16} \right) - \frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{32\pi} \sin \left(\frac{2\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right] - \\ & - V \cos \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} \right) \left[\frac{\alpha_{\max} \cdot t_{\text{ex}}}{2\pi} \sin \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right] \cdot \left[1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{24} \left(1 - \frac{1}{3} \sin^2 \left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}} \right) \right) \right]. \end{aligned} \quad (4.63)$$

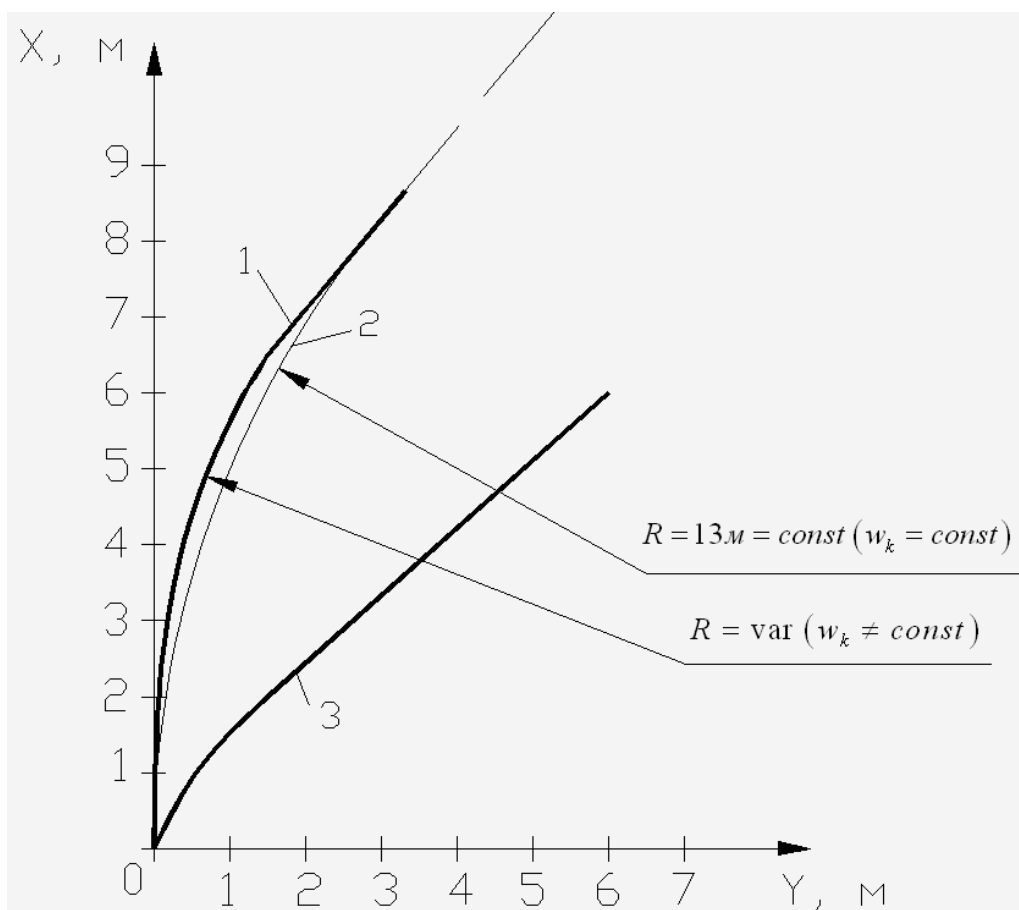
На рис. 4.5 наведено графіки зміни кутової швидкості повороту керованих коліс при вході в поворот. Лінія 1 відповідає $w_k = \text{const}$, а крива 2 – залежності (4.41).



$\alpha_{\max}=0,75$ радіан; $t_{\text{вх}}=0,582$ с; 1 – $w_k=1,289 \text{ c}^{-1}=\text{const}$; 2 – $w_k=w_{k\max}\sin(\Omega t)$;
3,4 – експоненціальний закон за $\tau_{\text{вх}}=0,1$ с і $\tau_{\text{вх}}=0,2$ с, відповідно; $V=16,7$ м/с
Рисунок 4.5 – Порівняння законів зміни кутової швидкості керованих коліс автомобіля при вході в маневр:

На рис. 4.6 крива 1 ілюструє траєкторію руху центру мас автомобіля при вході в поворот. Ця крива одержана при розрахунку за формулами (4.62) і (4.63) і відповідає синусоїдальному закону зміни кутової швидкості повороту керованих коліс в процесі входу в поворот. Крива 2 – це дуга кола,

яким рухається центр мас автомобіля при вході в поворот і $w_k = \text{const}$. Порівняння кривих 1 і 2 показує, що за однакових $\alpha_{\max}$ у разі $w_k = \text{const}$ автомобіль швидше зміщується в бічному напрямку, ніж за $w_k = w_{k\max} \sin(\Omega t)$ в початковий момент часу, але до кінця входу в поворот положення вирівнюється.



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

3 – експоненціальний закон при $\tau_{\text{вх}} = 0,1$ с, $t_{\text{ex}} = 0,582$ с

Рисунок 4.6 – Траєкторія руху центру мас автомобіля при вході в маневр

4.2.2 Визначення траєкторії руху автомобіля за експоненціального закону зміни кутової швидкості керованих коліс. Для опису процесу повороту керованих коліс доцільно використовувати наступну залежність

$$w_k = D \cdot t \cdot \exp(-t / \tau_{ex}), \quad (4.64)$$

де D – коефіцієнт пропорційності;

τ_{ex} – постійна часу при вході в маневр.

Кут повороту керованих коліс

$$\alpha = \int w_k dt = c_6 + D \cdot \exp(-t / \tau_{ex}) \cdot (t \cdot \tau_{ex} - \tau_{ex}^2). \quad (4.65)$$

Початкові умови: за $t=0$ і $\alpha=0$. В цьому випадку

$$c_6 = D \cdot \tau_{ex}^2. \quad (4.66)$$

Після підстановки (4.66) в (4.65) одержимо

$$\alpha = D \cdot \tau_{ex}^2 \left[1 - (1 - t / \tau_{ex}) \exp(-t / \tau_{ex}) \right]. \quad (4.67)$$

За $t=t_{ex}$ величина α досягає свого максимального значення. З цієї умови визначимо коефіцієнт пропорційності D у виразі (4.67)

$$D = \frac{\alpha_{\max}}{\tau_{ex}^2 \left[1 - (1 - t_{ex} / \tau_{ex}) \exp(-t_{ex} / \tau_{ex}) \right]}. \quad (4.68)$$

Таким чином, підставляючи (4.68) у вираз (4.67) остаточно одержимо

$$\alpha = \alpha_{\max} \frac{1 - (1 - t / \tau_{ex}) \exp(-t / \tau_{ex})}{1 - (1 - t_{ex} / \tau_{ex}) \exp(-t_{ex} / \tau_{ex})}. \quad (4.69)$$

Кутова швидкість повороту керованих коліс

$$w_k = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\alpha_{\max} \cdot t \cdot \exp(-t/\tau_{\text{ex}})}{\tau_{\text{ex}}^2 \left[1 - (1 - t/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t/\tau_{\text{ex}}) \right]}. \quad (4.70)$$

Графіки залежності (4.70) за різних значень постійної часу τ_{ex} наведені на рис. 4.5 (криві 3, 4). Експоненціальна залежність (4.70) у порівнянні з синусоїдальною менш точна, оскільки за $t=t_{\text{BX}}$ не дає можливості одержати $w_k=0$. Зменшити цю похибку можна зменшенням значення постійної часу. За $\tau_{\text{ex}}=0.1$ с ця похибка мінімальна для даного випадку (див. рис. 4.5).

Рівняння руху в даному випадку

$$\frac{dx}{dt} = V \cos \left[\alpha_{\max} \frac{1 - (1 - t/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t/\tau_{\text{ex}})}{1 - (1 - t_{\text{ex}}/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t_{\text{ex}}/\tau_{\text{ex}})} \right]; \quad (4.71)$$

$$\frac{dy}{dt} = V \sin \left[\alpha_{\max} \frac{1 - (1 - t/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t/\tau_{\text{ex}})}{1 - (1 - t_{\text{ex}}/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t_{\text{ex}}/\tau_{\text{ex}})} \right]. \quad (4.72)$$

Вираз $1 - t/\tau_{\text{ex}}$ у рівняннях (4.71) і (4.72) є сумою двох перших членів ряду Маклорена, в який можна розкласти функцію $\exp(-t/\tau_{\text{ex}})$. Отже, вирази (4.71) і (4.72) можна спростити і вони набудуть вигляду

$$\frac{dx}{dt} = V \cos \left[\frac{1 - \exp(-2t/\tau_{\text{ex}})}{E} \right]; \quad (4.73)$$

$$\frac{dy}{dt} = V \sin \left[\frac{1 - \exp(-2t/\tau_{\text{ex}})}{E} \right], \quad (4.74)$$

де E – постійна величина

$$E = \frac{1 - (1 - t_{\text{ex}}/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t_{\text{ex}}/\tau_{\text{ex}})}{\alpha_{\max}}. \quad (4.75)$$

Функції синуса і косинуса розкладемо в ряд Маклорена і обмежимося двома першими членами. Після перетворень одержимо

$$\sin\left[\frac{1-\exp(-2t/\tau_{ex})}{E}\right] = \frac{1}{E}\left(1-\frac{1}{6E^2}\right) - \frac{1}{E}\left(1-\frac{1}{2E^2}\right)\exp\left(-\frac{2t}{\tau_{ex}}\right) + \frac{1}{6E^3}\exp\left(-\frac{6t}{\tau_{ex}}\right) - \frac{1}{2E^3}\exp\left(-\frac{4t}{\tau_{ex}}\right); \quad (4.76)$$

$$\cos\left[\frac{1-\exp(-2t/\tau_{ex})}{E}\right] = 1 - \frac{1}{4E^2} + \frac{1}{2E^2}\exp\left(-\frac{2t}{\tau_{ex}}\right) - \frac{1}{4E^2}\exp\left(-\frac{4t}{\tau_{ex}}\right). \quad (4.77)$$

Після підстановки (4.76) і (4.77) в (4.71) і (4.72) з подальшим інтегруванням і врахуванням початкових умов ($x=0$ і $y=0$ за $t=0$), одержимо:

$$x = V \left\{ \frac{3}{16} \frac{\tau_{ex}}{E^2} + \left(1 - \frac{1}{4E^2}\right)t - \frac{\tau_{ex}}{4E^2} \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{ex}}\right) \left[1 - 0.25 \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{ex}}\right)\right] \right\}; \quad (4.78)$$

$$y = V \left\{ \frac{1}{E} \left(1 - \frac{1}{6E^2}\right)t - \frac{\tau_{ex}}{2E} \left(1 - \frac{11}{36E^2}\right) + \frac{\tau_{ex}}{2E} \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{ex}}\right) \times \left[1 - \frac{1}{2E^2} - \frac{1}{18E^2} \exp\left(-\frac{4t}{\tau_{ex}}\right) + \frac{1}{4E^2} \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{ex}}\right)\right] \right\}. \quad (4.79)$$

На рис. 4.6 (крива 3) представлена траєкторія руху автомобіля при експоненціальному законі зміні кутової швидкості керованих коліс в процесі входу в маневр. Порівнюючи криву 3 з кривими 1 і 2, можна зробити висновок про те, що при експоненціальному законі керування автомобіль здійснює маневр значно швидше.

Одержані закони зміни кутової швидкості повороту керованих коліс можуть бути використані при моделюванні перехідних процесів руху

автомобіля «крабом», тобто руху з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік. Найадекватнішим, на наш погляд, є синусоїдальний закон, оскільки його використання не суперечить реальним фізичним процесам, що відбуваються за такого способу руху.

4.3 Оцінка стійкості руху автомобіля

Застосування способу руху автомобіля «крабом», тобто способу виконання маневру, за якого передні і задні керовані колеса повертаються в один бік, вимагає оцінки стійкості автомобіля. Стійкість руху порушується з появою бічного ковзання передніх або задніх коліс під дією бічної сили.

Бічне ковзання коліс виникає у випадку, якщо бічні реакції на них перевищують граничні величини, обумовлені зчепленням коліс з дорогою, тобто

$$R_{\delta_1} > \sqrt{\varphi^2 R_{z_1}^2 - R_{k_1}^2}; \quad (4.80)$$

$$R_{\delta_2} > \sqrt{\varphi^2 R_{z_2}^2 - R_{k_2}^2}, \quad (4.81)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

У роботі [161] визначені умови забезпечення стійкості прямолінійного руху автомобіля за імпульсної збурюючої дії. Визначена критична кутова швидкість автомобіля в площині дороги, викликана імпульсною збурюючою дією, за перевищення якої розвивається занос. Ця критична кутова швидкість визначається наступною залежністю [161]

$$w_{z\text{ кр}} > \frac{\varphi g}{V}. \quad (4.82)$$

У роботі [117] нами раніше визначені значення критичних кутових швидкостей і кутових прискорень при кінематичному, силовому (динамічному) і комбінованому способах повороту автомобіля. Проте у відомих дослідженнях не визначені умови забезпечення стійкості руху автомобіля при повороті передніх і задніх керованих коліс в один бік (рух «крабом»).

Вимагають окремого розгляду умови порушення стійкості руху повнопривідного, задньопривідного і передньопривідного автомобілів.

4.3.1 Оцінка стійкості руху повнопривідного автомобіля. Залежності (4.16) і (4.17) дозволяють визначити сумарні бічні реакції, що виникають в перехідному процесі руху на колесах передньої і задньої осей повнопривідного автомобіля. У цих виразах приймемо вертикальні реакції на осях рівні статичним навантаженням (умовне припущення)

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L}; \quad (4.83)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{a}{L}. \quad (4.84)$$

З умови рівномірного руху автомобіля

$$R_{k_1} + R_{k_2} - P_w = 0 \quad (4.85)$$

або

$$R_{k_1} + R_{k_2} - kFV^2 = 0, \quad (4.85a)$$

де kF – фактор обтічності автомобіля;

k – коефіцієнт опору повітря;

F – площа лобового перетину автомобіля, м^2 .

Зробимо припущення про те, що за різних кутів повороту α величина фактору обтічності залишається постійною, тобто $kF = \text{const}$.

Введемо для повнопривідного автомобіля коефіцієнт розподілу тягової сили на передню вісь

$$K_R = \frac{R_{k_1}}{R_{k_1} + R_{k_2}}. \quad (4.86)$$

Тоді

$$R_{k_1} = K_R (R_{k_1} + R_{k_2}) = K_R kF V^2; \quad (4.87)$$

$$R_{k_2} = (1 - K_R) (R_{k_1} + R_{k_2}) = (1 - K_R) kF V^2. \quad (4.88)$$

Підставляючи (4.16) і (4.17) в нерівності (4.80) і (4.81) з урахуванням (4.83), (4.84), (4.85а), (4.87) і (4.88), одержимо нерівність для визначення умови відсутності бічного ковзання коліс передньої вісі

$$V_{W_k} - \left(\frac{LK_R}{b} - 1 \right) \frac{kF}{m} V^2 \cdot \text{tg} \alpha < \varphi g \sqrt{1 - \frac{K_R^2 L^2}{b^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2}} V^4, \quad (4.89)$$

і умови відсутності бічного ковзання коліс задньої вісі

$$V_{W_k} + \frac{b}{a} \left(\frac{LK_R}{b} - 1 \right) \frac{kF}{m} V^2 \cdot \text{tg} \alpha < \varphi g \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2}{a^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2}} V^4. \quad (4.90)$$

Якщо зробити припущення, що поворот керованих коліс відбувається з постійною кутовою швидкістю $w_k = \text{const}$, то з нерівностей (4.89) і (4.90) визначимо граничні кути повороту, досягши яких настає бічне ковзання коліс (за $K_R > b/L$)

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{гран}_1} = \frac{V w_k - \varphi g \sqrt{1 - \frac{K_R^2 L^2}{b^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4}}{\left(\frac{L K_R}{b} - 1 \right) \frac{k F}{m} V^2}, \quad (4.91)$$

– для коліс передньої вісі;

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{гран}_2} = \frac{\varphi g \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2}{a^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4} - V w_k}{\left(\frac{L K_R}{b} - 1 \right) \frac{k F}{m} V^2}; \quad (4.92)$$

– для коліс задньої вісі.

З нерівностей (4.89) і (4.90) витікає, що

$$\alpha_{\text{гран}_1} < \alpha < \alpha_{\text{гран}_2}. \quad (4.93)$$

Оскільки α змінюється в межах $[0; \alpha_{\max}]$, то з (4.93) визначимо

$$\alpha_{\text{гран}_1} < 0, \quad (4.94)$$

$$\alpha_{\text{гран}_2} < \alpha_{\max}. \quad (4.95)$$

За $K_R < b/L$ вираз (4.91) і (4.92) перетворюються до вигляду

$$tg\alpha_{гран1} = \frac{\varphi g \sqrt{1 - \frac{K_R^2 L^2}{b^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4} - V w_k}{\left(1 - \frac{LK_R}{b}\right) \frac{kF}{m} V^2}; \quad (4.96)$$

– для коліс передньої вісі;

$$tg\alpha_{гран2} = \frac{V w_k - \varphi g \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2}{a^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4}}{\frac{b}{a} \left(1 - \frac{LK_R}{b}\right) \frac{kF}{m} V^2}, \quad (4.97)$$

– для коліс задньої осі.

За $K_R < b/L$ з нерівностей (4.89) і (4.90) визначимо

$$\alpha_{гран2} < \alpha < \alpha_{гран1}. \quad (4.98)$$

Звідси визначимо при $K_R < b/L$

$$\alpha_{гран2} < 0; \quad (4.99)$$

$$\alpha_{гран1} > \alpha_{\max}. \quad (4.100)$$

З нерівностей (4.91) і (4.92) з урахуванням (4.94) і (4.95) за $K_R > b/L$ визначимо критичні кутові швидкості $w_{кгран1}$ і $w_{кгран2}$, за перевищення яких виникає бічне ковзання передніх і задніх коліс відповідно

$$w_{кгран1} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{K_R^2 L^2}{b^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4}; \quad (4.101)$$

$$w_{кгран2} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2}{a^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4} - \frac{b}{a} \left(\frac{LK_R}{b} - 1 \right) \frac{kF}{m} V \cdot tg\alpha_{\max}. \quad (4.102)$$

Аналогічно, за $K_R < b/L$, одержимо

$$w_{k_{гран1}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{K_R^2 L^2}{b^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4} - \left(1 - \frac{LK_R}{b}\right) \frac{kF}{m} V \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}; \quad (4.103)$$

$$w_{k_{гран2}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{(1 - K_R)^2 L^2}{a^2 \varphi^2 g^2} \frac{k^2 F^2}{m^2} V^4}. \quad (4.104)$$

Якщо зробити припущення, що розподіл тягових сил між осями вибраний раціонально і $K_R = b/L$, то вирази (4.101), (4.102), (4.103), (4.104) перетворяться до вигляду

$$w_{k_{гран1}} = w_{k_{гран2}} = w_{k_{гран}} = \frac{\varphi g}{V}, \quad (4.105)$$

тобто будуть аналогічні відомому [181] співвідношенню (4.82). Таким чином, щоб уникнути бічного ковзання коліс, кутова швидкість їх повороту не повинна перевищувати критичної величини.

4.3.2 Оцінка стійкості руху передньопривідного автомобіля. Для передньопривідного автомобіля справедливі співвідношення (4.20) і (4.21). За рівномірного руху передньопривідного автомобіля

$$R_{k_1} = kF \cdot V^2 + R_{k_2}; \quad (4.106)$$

$$R_{k_2} = mgf \cdot \frac{a}{L}, \quad (4.107)$$

де f – коефіцієнт опору каченню коліс.

Вирази (4.20) і (4.21) з урахуванням (4.105) і (4.106) набудуть вигляду

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} m V \cdot w_k - \frac{a}{L} m \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2 \right) \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.108)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} m V \cdot w_k + \frac{a}{L} m \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2 \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.109)$$

Умови (4.80) і (4.81) з урахуванням (4.106), (4.107), (4.108), (4.109) перетворюються до наступного виразу

$$\varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \frac{a}{b} + \frac{kF \cdot L}{b \cdot m g \cdot \varphi} V^2 \right)^2} > V \cdot w_k - \frac{a}{b} \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2 \right) \operatorname{tg} \alpha \quad (4.110)$$

– для передньої вісі;

$$\varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \right)^2} > V \cdot w_k + \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2 \right) \operatorname{tg} \alpha \quad (4.111)$$

– для задньої вісі.

Для $w_k = \text{const}$ визначимо граничні кути повороту керованих коліс

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{гран1}} = \frac{V \cdot w_k - \varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \frac{a}{b} + \frac{kF}{b m g \varphi} V^2 \right)^2}}{\frac{a}{b} \left(f g + \frac{kF}{m} V^2 \right)}; \quad (4.112)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{гран2}} = \frac{\varphi g \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} - V w_k}{f g + \frac{kF}{m} V^2}. \quad (4.113)$$

Бічне ковзання коліс відсутнє за

$$\alpha_{гран1} < \alpha < \alpha_{гран2} . \quad (4.114)$$

Або

$$\alpha_{гран1} < 0 ; \quad (4.115)$$

$$\alpha_{гран2} > \alpha_{\max} . \quad (4.116)$$

Критичні (граничні) кутові швидкості визначимо з умов (4.115) і (4.116) за допомогою нерівностей (4.110) і (4.111)

$$w_{kгран1} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \frac{a}{b} + \frac{kFL}{bmg\varphi} V^2 \right)^2} ; \quad (4.117)$$

$$w_{kгран2} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} - \frac{1}{V} \left(fg + \frac{kF}{m} V^2 \right) \cdot tg \alpha_{\max} . \quad (4.118)$$

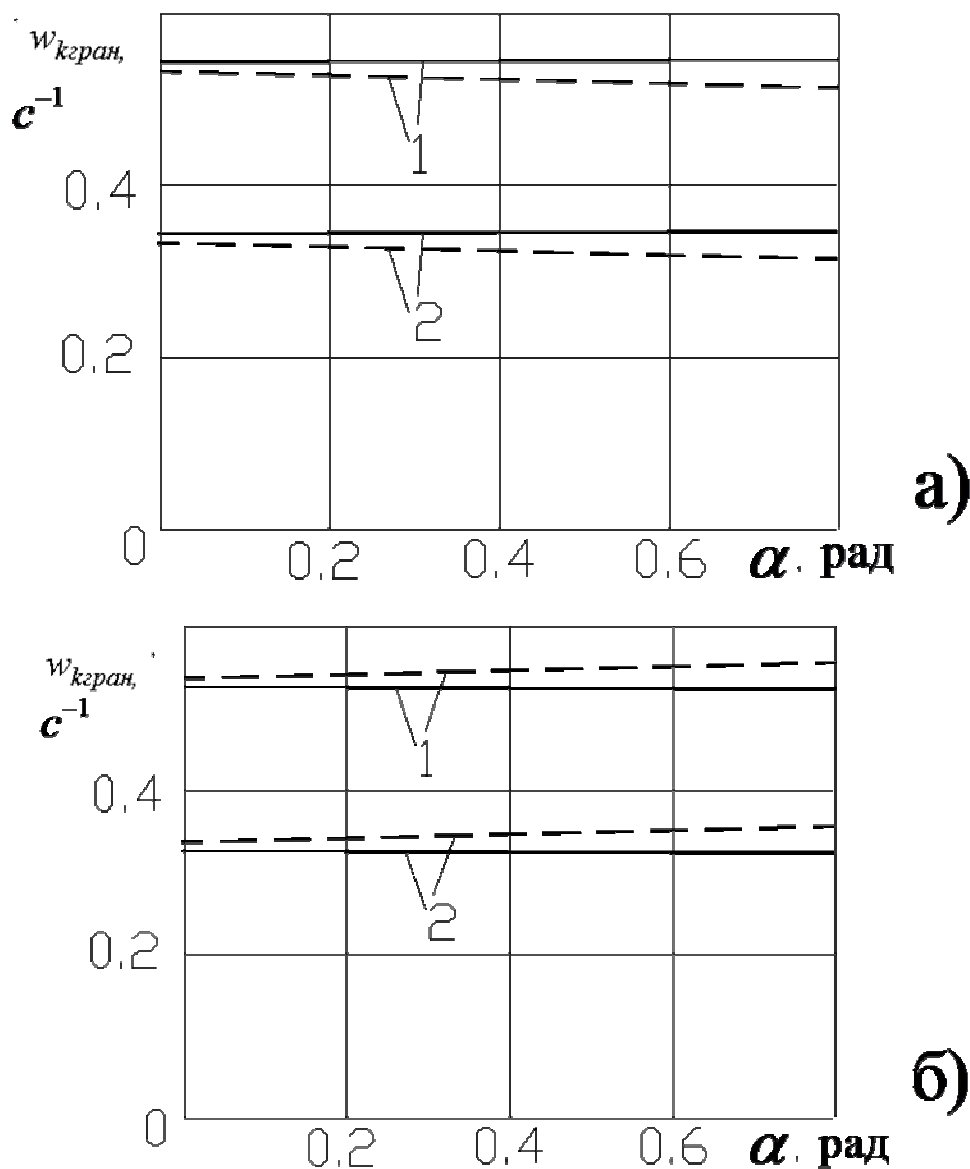
Якщо поворот керованих коліс здійснюватиметься із змінною кутовою швидкістю $w_k = var$, то критичні кутові швидкості повороту передніх і задніх коліс будуть залежати від кута їх повороту. З нерівностей (4.110) і (4.111) визначимо

$$w_{kгран1} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \frac{a}{b} + \frac{kFL}{bmg\varphi} V^2 \right)^2} + \frac{a}{b} \left(\frac{fg}{V} + \frac{kF}{m} V \right) tg \alpha , \quad (4.119)$$

$$w_{kгран2} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} - \left(\frac{fg}{V} + \frac{kF}{m} V \right) \cdot tg \alpha_{\max} . \quad (4.120)$$

На рис. 4.7 а наведені графіки залежностей (4.119) і (4.120) для передньопривідного легкового автомобіля із заданими параметрами за швидкостей руху $V=16,67$ м/с (60 км/год) і $V=27,67$ м/с (100 км/год).

Аналіз указаних графіків показує, що кут повороту керованих коліс чинить незначний вплив на величину критичної кутової швидкості. Різниця між значеннями $w_{kгран}$ за $\alpha=0$ і $\alpha=\alpha_{max}=0.75$ радіан не перевищує 3 %.



а) – передньопривідний автомобіль ($a=b=1$ м; $L=2$ м);

б) – задньопривідний автомобіль ($a=b=1$ м; $L=2$ м)

за $kF/m=3 \cdot 10^{-4}$ м⁻¹; $\varphi=0.95$; $f=0.017$ (сухий асфальтобетон);

1 – за $V=16,7$ м/с (60 км/год); 2 – за $V=27,7$ м/с (100 км/год);

———— для передньої вісі; — — — — для задньої вісі

Рисунок 4.7 – Залежність граничної кутової швидкості повороту керованих коліс від кута їх повороту

Крім того, аналіз величин, що входять у формули (4.119) і (4.120) показує, що їх можна спростити з похибкою, що не перевищує 3 % до вигляду

$$w_{k2ран1} = w_{k2ран2} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}}. \quad (4.121)$$

При здійсненні маневру необхідно обмежувати кутову швидкість повороту керованих коліс. Вона не повинна перевищувати величини, визначуваною залежністю (4.121).

4.3.3 Оцінка стійкості руху задньопривідного автомобіля. Для задньопривідного автомобіля справедливі рівняння (4.18) і (4.19). За рівномірного руху задньопривідного автомобіля справедливі співвідношення

$$R_{k_2} = kF \cdot V^2 + R_{k_1}; \quad (4.122)$$

$$R_{k_1} = mgf \cdot \frac{b}{L}. \quad (4.123)$$

Вирази (4.18) і (4.19) з урахуванням (4.122) і (4.123) набудуть вигляду

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} mV \cdot w_k + \frac{b}{L} m \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2 \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.124)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} mV \cdot w_k - \frac{b}{L} m \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2 \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.125)$$

Умови (4.80) і (4.81) з урахуванням (4.124) і (4.125), (4.122) і (4.123) перетворяться до наступного вигляду

$$\varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi}\right)^2} > V \cdot w_k + \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2\right) \operatorname{tg} \alpha \quad (4.126)$$

– для передньої вісі;

$$\varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a} \frac{f}{\varphi} + \frac{kFL}{mg\varphi a}\right)^2} > V \cdot w_k - \frac{b}{a} \left(f \cdot g + \frac{kF}{m} V^2\right) \operatorname{tg} \alpha \quad (4.127)$$

– для задньої вісі.

За $w_k = \text{const}$ визначимо граничні кути повороту керованих коліс

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{гран1}} = \frac{\varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi}\right)^2} - V \cdot w_k}{fg + \frac{kF}{m} V^2}; \quad (4.128)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{гран2}} = \frac{V \cdot w_k - \varphi g \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a} \frac{f}{\varphi} + \frac{kFL}{mg\varphi a}\right)^2}}{\frac{b}{a} \left(fg + \frac{kF}{m} V^2\right)}. \quad (4.129)$$

Умова відсутності бічного ковзання передніх і задніх коліс

$$\alpha_{\text{гран2}} < \alpha < \alpha_{\text{гран1}}, \quad (4.130)$$

або

$$\alpha_{\text{гран2}} < 0; \quad (4.131)$$

$$\alpha_{\text{гран1}} > \alpha_{\text{max}}. \quad (4.132)$$

Критичні (граничні) кутові швидкості визначаємо з умов (4.131) і (4.132) за допомогою нерівностей (4.126) і (4.127)

$$w_{k_{\text{гран}1}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi}\right)^2} - \left(\frac{gf}{V} + \frac{kF}{m} V\right) \operatorname{tg} \alpha_{\max}; \quad (4.133)$$

$$w_{k_{\text{гран}2}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \frac{b}{a} + \frac{kFL}{mg\varphi a}\right)^2}. \quad (4.134)$$

За $w_k = \text{var}$ критичні (граничні) швидкості повороту передніх і задніх керованих коліс будуть залежати від кута їх повороту. З нерівностей (4.126) і (4.127) визначимо

$$w_{k_{\text{гран}1}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi}\right)^2} - \left(\frac{fg}{V} + \frac{kF}{m} V\right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.135)$$

$$w_{k_{\text{гран}2}} = \frac{\varphi g}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\varphi} \frac{b}{a} + \frac{kFL}{amg\varphi} V^2\right)^2} + \frac{b}{a} \left(\frac{fg}{V} + \frac{kF}{m} V\right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.136)$$

На рис. 4.7 б наведені графіки залежностей (4.135) і (4.136) для задньопривідного легкового автомобіля із заданими параметрами за швидкостей руху $V=16,7$ м/с (60 км/год) і $V=27,7$ м/с (100 км/год).

Як і у попередньому випадку (при розгляді передньопривідного автомобіля) формули (4.135), (4.136) можна спростити, привівши до вигляду (4.121).

4.4 Оцінка стійкості положення автомобіля

Стійкість положення автомобіля порушується при появі відриву коліс під дією подовжніх або бічних сил. При русі «крабом» виникає небезпека перекидання автомобіля в поперечній площині під дією бічної сили. У цьому випадку з'являється небезпека відриву коліс одного борту автомобіля. Небезпека перекидання легкових і вантажних автомобілів в подовжній площині за руху горизонтальною опорною поверхнею малоімовірна і тому розглядатися не буде [229], [234].

Питання оцінки стійкості положення автомобілів в різних режимах руху (в тяговому режимі і при гальмуванні) розглянуті нами раніше в роботі [117]. Проте, у відомих дослідженнях не розглянуті питання оцінки стійкості положення машини при її русі з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік. Небезпека перекидання в поперечній площині виникає при появі бічних складових реакцій дороги на колесах автомобіля (рис. 4.1). Ці бічні складові реакцій опор виникають в динамічній стадії повороту керованих коліс.

Застосовуючи метод Даламбера-Ейлера, складемо рівняння кінетостатики автомобіля. Сума проекцій всіх сил на вісь OY (рис. 4.1). Використовуючи рівняння (4.7), одержимо

$$P_{jy} - (R_{k1} + R_{k2} - P_w) \cdot \sin \alpha - (R_{\delta 1} + R_{\delta 2}) \cdot \cos \alpha = 0, \quad (4.137)$$

де P_{jy} – бічна складова сили інерції, прикладеної в центрі мас автомобіля

$$P_{jy} = -m\ddot{y}_c. \quad (4.138)$$

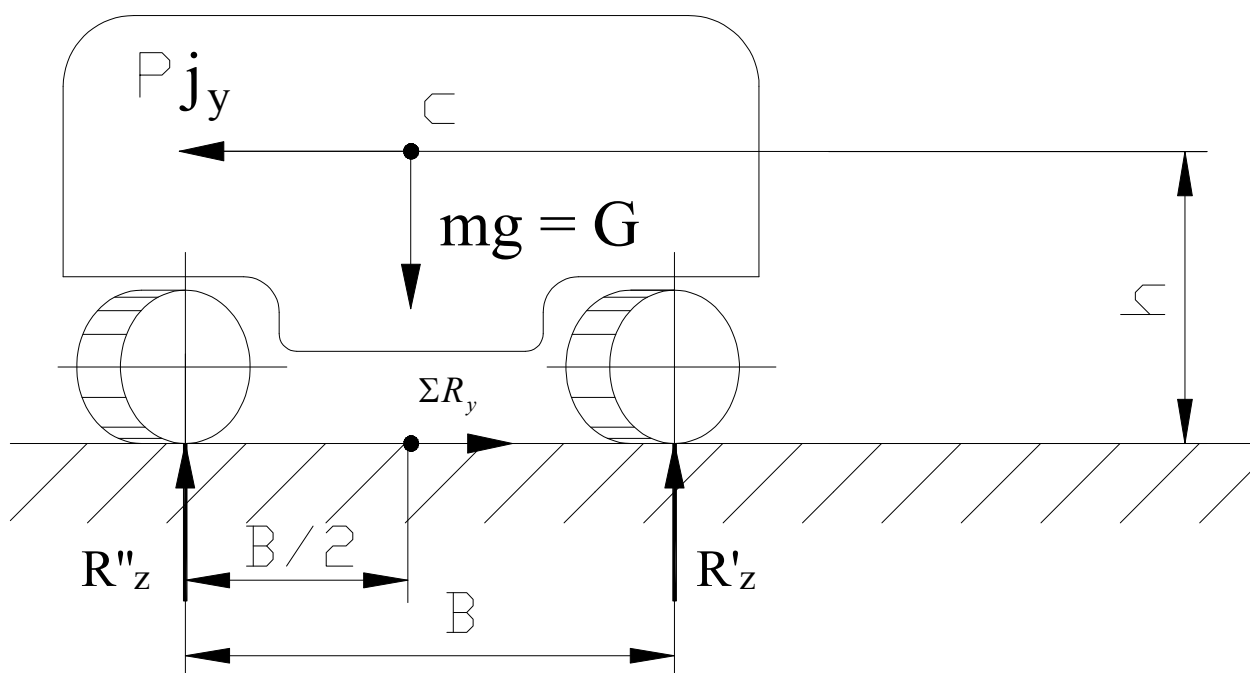
Для запобігання відриву коліс одного борту при здійсненні даного маневру повинна виконуватися умова (рис. 4.8), що одержана при розгляді квазірівноваги автомобіля в поперечній площині

$$P_{jy} \cdot h + 4 \cdot M_{\text{sup}} - 0,5 \cdot mg \cdot B \leq 0, \quad (4.139)$$

де M_{sup} – гіроскопічний момент колеса

$$M_{\text{sup}} = \frac{I_k}{r_k} \cdot V \cdot w_k, \quad (4.140)$$

I_k , r_k – момент інерції і кінематичний радіус колеса, відповідно.



G – загальна сила тяжіння автомобіля;

ΣR_y – сумарна бічна реакція, що діє на всі колеса автомобіля;

R'_z , R''_z – сумарні вертикальні реакції, що діють на колеса менш і більш навантажених бортів

Рисунок 4.8 – Схема сил, що діють на автомобіль в поперечній площині

За рівномірного руху повнопривідного автомобіля з урахуванням (4.85а), (4.14), одержимо

$$R_{\delta 1} + R_{\delta 2} = mV \cdot w_k. \quad (4.141)$$

Підставляючи (4.137), (4.140), (4.85а), (4.141) в рівняння (4.139), одержимо

$$h \cdot m \cdot V \cdot w_k \cdot \cos \alpha + 4 \cdot \frac{I_k}{r_k} \cdot V \cdot w_k - m \cdot g \cdot \frac{B}{2} \leq 0. \quad (4.142)$$

Нерівність (4.142) формалізує умову відсутності відриву коліс одного борту за руху даним способом на несталій стадії процесу. Визначимо з умови (4.142) критичну (граничну) за умовою відриву коліс одного борту кутову швидкість повороту керованих коліс і допустиму область значень цієї кутової швидкості.

Перетворивши ліву частину виразу (4.142), одержимо

$$V \cdot w_k \cdot \left(m \cdot h \cdot \cos \alpha + 4 \cdot \frac{I_k}{r_k} \right) - m \cdot g \cdot \frac{B}{2} \leq 0. \quad (4.143)$$

З нерівності (4.143) визначимо область допустимих значень кутової швидкості повороту керованих коліс

$$w_k \leq \frac{0,5 \cdot Bg}{h \cdot \cos \alpha + 4 \cdot \frac{I_k}{m \cdot r_k}} \cdot \frac{1}{V}. \quad (4.144)$$

Критична кутова швидкість повороту керованих коліс за умовою відсутності перекидання в поперечній площині

$$w_{кгран}^{opr} = \frac{0,5Bg}{h \cos \alpha + 4 \frac{I_k}{mr_r}} \frac{1}{V}. \quad (4.145)$$

Ця критична кутова швидкість $w_{кгран}^{opr}$ повинна бути більше граничної (критичної) кутової швидкості за умовою бічного ковзання (4.105) для повнопривідного автомобіля.

З умови $w_{кгран}^{сковз} < w_{кгран}^{opr}$, одержимо

$$\frac{B}{2 \cdot \varphi \left(h \cdot \cos \alpha + 4 \cdot \frac{I_k}{m \cdot r_k} \right)} > 1 \quad (4.146)$$

або

$$B > 2 \cdot \varphi \left(h \cdot \cos \alpha + 4 \cdot \frac{I_k}{m \cdot r_k} \right). \quad (4.147)$$

З виразу (4.147) визначимо безпечний кут повороту керованих коліс автомобіля, за якого бічне ковзання коліс наступатиме раніше, ніж бічне перекидання машини

$$\alpha > \arccos \left(\frac{B}{2\varphi h} - 4 \cdot \frac{I_k}{m \cdot r_k} \right). \quad (4.148)$$

За

$$\frac{B \cdot m \cdot r_k}{8 \cdot \varphi \cdot h \cdot I_k} \leq 1 \quad (4.149)$$

бічне ковзання наступатиме раніше, ніж бічне перекидання автомобіля при будь-яких значеннях кута повороту керованих коліс.

Одержані вище результати дають інформацію про небезпеку відриву коліс одного борту автомобіля в несталому режимі повороту керованих коліс. Проте відрив коліс ще не означає перекидання автомобіля. Перекидання наступить у випадку, якщо різниця перекидаючого і стабілізуючого моментів за час досягнення кутом α свого максимального значення $\alpha_{\max}$ призведе до повороту остову автомобіля в поперечній площині на кут γ_x , що перевищує кут поперечної статичної стійкості автомобіля $\gamma_{\text{ст}}$.

Рівняння динаміки автомобіля при перекиданні в поперечній площині

$$I_x \cdot \frac{dw_x}{dt} = P_{jy} \cdot h + 4 \cdot M_{\text{sup}} - 0,5 \cdot mg \cdot B, \quad (4.150)$$

де I_x – момент інерції автомобіля відносно його подовжньої вісі;

w_x – кутова швидкість повороту остову автомобіля в поперечній площині.

Підставляючи в диференціальне рівняння (4.150) вираз для величин, що в нього входять і послідовно його інтегруючи, одержимо залежність для визначення кута повороту остову автомобіля в поперечній площині

$$\gamma_x = \frac{h}{w_k \cdot i_x^2} V [1 - \cos(w_k t)] + \left(\frac{2I_k \cdot w_k}{m \cdot i_x^2 \cdot r_k} V - 0,25 \frac{Bg}{i_x^2} \right) t^2 \leq \gamma_{x \text{ cm}} \quad (4.151)$$

де i_x – радіус інерції автомобіля відносно його подовжньої вісі

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}. \quad (4.152)$$

Якщо до кінця динамічної стадії повороту керованих коліс (за $\alpha = \alpha_{\max}$) кут γ_x не перевищить величини кута поперечної статичної стійкості

$$\gamma_{xcm} = \arctg \frac{B}{2h}, \quad (4.153)$$

то стійкість автомобіля проти перекидання в поперечній площині буде забезпечена. За $t = \frac{\alpha_{\max}}{w_k}$ вираз (4.151) набуде вигляду

$$\gamma_{x\max} = \frac{h}{w_k \cdot i_x^2} V [1 - \cos \alpha_{\max}] + \left(\frac{2I_k \cdot w_k}{m \cdot i_x^2 \cdot r_k} V - 0.25 \frac{Bg}{i_x^2} \right) \frac{\alpha_{\max}^2}{w_k^2} \leq \arctg \frac{B}{2h}. \quad (4.154)$$

З виразу (4.154) визначимо область допустимих значень лінійної швидкості автомобіля за умовою запобігання перекиданню автомобіля в поперечній площині

$$V \leq \frac{w_k^2 \cdot i_x^2 \cdot \arctg \frac{B}{2h} + 0.25 \cdot B \cdot g \cdot \alpha_{\max}^2}{w_k \left[h(1 - \cos \alpha_{\max}) + 2 \frac{I_k \cdot \alpha_{\max}^2}{m \cdot r_k} \right]}. \quad (4.155)$$

Одержані вирази для повнопривідних автомобілів справедливі також для передньопривідних і задньопривідних машин, оскільки з урахуванням напрямку дотичних реакцій на ведучих і ведених колесах, після перетворення будуть одержані вирази (4.142) і (4.151). Таким чином, одержані результати справедливі для повнопривідних, передньопривідних і задньопривідних автомобілів.

4.5 Оцінка динамічного розподілу реакцій дороги між колесами

У несталому режимі повороту передніх і задніх коліс автомобіля в один бік (в динамічній стадії процесу), в контакті коліс з дорогою відбувається зміна вертикальних і бічних реакцій. Зміна вказаних реакцій чинить суттєвий вплив як на бічне відведення шин, так і на траєкторію руху автомобіля. Тому представляє інтерес розгляд динаміки зміни реакцій дороги на колесах автомобіля в несталій стадії процесу руху «крабом».

4.5.1 Зміна бічних реакцій на колесах передньої і задньої осей. Для повнопривідного автомобіля бічні реакції на колесах визначаються залежностями (4.16) (4.17). За виконання умови рівномірного руху автомобіля (4.85а) вирази (4.16) і (4.17) набудуть наступного вигляду

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} m V w_k - \left(\frac{a}{L} R_{k_1} - \frac{b}{L} R_{k_2} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.156)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} m V w_k + \left(\frac{a}{L} R_{k_1} - \frac{b}{L} R_{k_2} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.157)$$

У рівняннях (4.156) і (4.157) знаки перед R_{k_1} і R_{k_2} відповідають переднім і заднім ведучим колесам (повнопривідний автомобіль). З урахуванням коефіцієнту розподілу тягових сил K_R між ведучими осями (4.86) і залежностей (4.87), (4.88) вирази (4.156) і (4.157) набудуть вигляду

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} m V w_k - k F V^2 \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.158)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} m V w_k + k F V^2 \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.159)$$

За раціонального вибору розподілу тягових сил між передніми і задніми колесами

$$K_R = \frac{b}{L}. \quad (4.160)$$

При цьому, вирази (4.158) і (4.159) спростяться і набудуть вигляд

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} m V w_k; \quad (4.161)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} m V w_k. \quad (4.162)$$

Аналізуючи вирази (4.161) і (4.162), можна зробити висновок про те, що за $\omega_k = \text{const}$ і $K_R = \frac{b}{L}$, величини R_{δ_1} і R_{δ_2} не залежать від кута повороту керованих коліс, а залежать тільки від кутової швидкості їх повороту і лінійної швидкості автомобіля.

Якщо зробити припущення, що $\omega_k \neq \text{const}$ і в режимі входу в маневр змінюється за синусоїдальним законом (4.41), а $\omega_{k\max}$ рівняється граничному (критичному) значенню для повнопривідного автомобіля, що визначається співвідношенням (4.105), то вирази (4.161) і (4.162) набудуть вигляду

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} m V \frac{w_{k\max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega t)]; \quad (4.163)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} m V \frac{w_{k\max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega t)]. \quad (4.164)$$

Вище було визначено, що

$$\frac{w_{k \max}}{\Omega} = \frac{\alpha_{\max}}{2}, \quad (4.165)$$

а

$$\Omega = \frac{2\varphi g}{\alpha_{\max} \cdot V} t. \quad (4.166)$$

Підставимо (4.165) і (4.166) в (4.41) і визначимо після підстановки часу повороту коліс на кут α

$$t = \frac{\alpha_{\max} \cdot V}{2\varphi g} \arccos \left(1 - \frac{2\alpha}{\alpha_{\max}} \right). \quad (4.167)$$

Підставляючи (4.165), (4.166), (4.167) в (4.163), (4.164) визначимо відносні бічні реакції на колесах передньої і задньої осей автомобіля за синусоїдального закону зміни кутової швидкості їх повороту

$$\frac{R_{\delta_1}}{mg} = 2 \frac{b}{L} \varphi \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right)}; \quad (4.168)$$

$$\frac{R_{\delta_2}}{mg} = 2 \frac{a}{L} \varphi \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right)}. \quad (4.169)$$

Для задньопривідних автомобілів справедливі співвідношення (4.122) і (4.123). З урахуванням указаних співвідношень (4.122) і (4.123) вирази (4.156) і (4.157) набудуть вигляду

$$\frac{R_{\delta_1}}{mg} = \frac{b}{L} \left[2\varphi \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right)} + \left(f + \frac{kF}{m} \frac{V^2}{g} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (4.170)$$

$$\frac{R_{\delta_2}}{mg} = \frac{a}{L} \left[2\varphi \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right)} - \frac{b}{a} \left(f + \frac{kF}{m} \frac{V^2}{g} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (4.171)$$

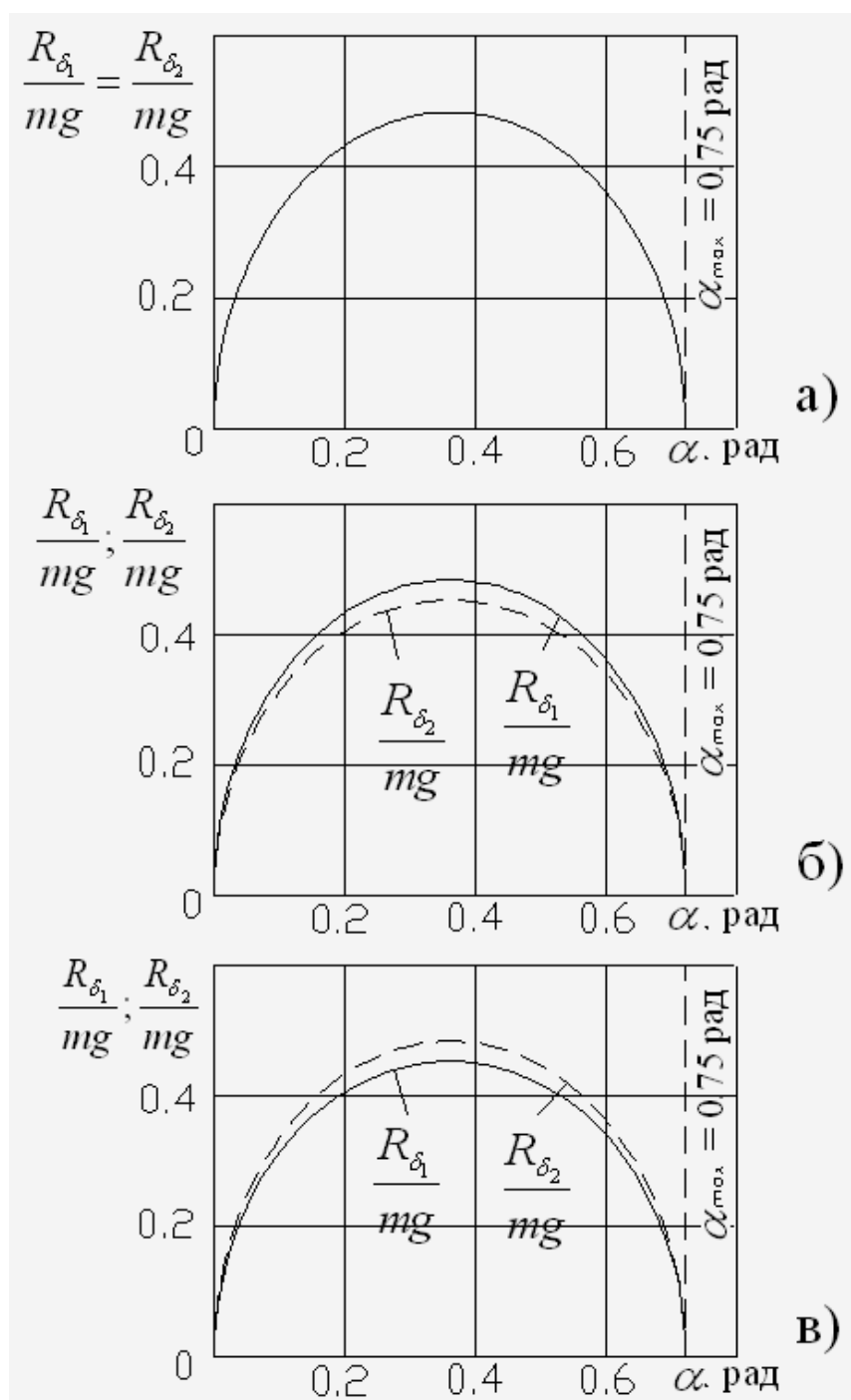
Для передньопривідного автомобіля справедливі співвідношення (4.106) і (4.107). Відносні значення бічних реакцій у цьому випадку

$$\frac{R_{\delta_1}}{mg} = \frac{b}{L} \left[2\varphi \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right)} - \frac{a}{b} \left(f + \frac{kF}{m} \frac{V^2}{g} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (4.172)$$

$$\frac{R_{\delta_2}}{mg} = \frac{a}{L} \left[2\varphi \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right)} + \left(f + \frac{kF}{m} \frac{V^2}{g} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (4.173)$$

На рис. 4.9 (а, б, в) наведені графіки зміни відносних бічних реакцій автомобіля (узятого як приклад) залежно від кута повороту керованих коліс при вході в маневр. Для повнопривідного автомобіля, що має $a=b=L/2$, сумарні бічні реакції на колесах передньої і задньої осей рівні між собою за будь-якого положення керованих коліс. Для задньопривідних і передньопривідних автомобілів, що мають ті ж геометричні параметри, сумарні бічні реакції на передніх і задніх колесах практично не відрізняються одна від одної в процесі входу в маневр.

4.5.2 Зміна вертикальних реакцій на колесах передньої і задньої осей. Сумарні вертикальні реакції на колесах передньої і задньої осей автомобіля можуть бути знайдені з наступних рівнянь



$a=b=1$ м; $\varphi=0.95$; $f=0.017$; $B=1.3$ м; $\frac{kF}{m} = 3 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{м}}$; $V=16,7$ м/с (60 км/г);

а) – повнопривідний; б) – задньопривідний; в – передньопривідний

Рисунок 4.9 – Зміна бічних реакцій на колесах автомобіля

$$R_{z_1} = mg \frac{b}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L}, \quad (4.174)$$

$$R_{z_2} = mg \frac{a}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L}. \quad (4.175)$$

Вертикальні реакції на окремих колесах

$$R'_{z1} = 0.5 \cdot R_{z1} - m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B} = 0.5 \left(mg \frac{b}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) - m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B}, \quad (4.176)$$

$$R''_{z1} = 0.5 \cdot R_{z1} + m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B} = 0.5 \left(mg \frac{b}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) + m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (4.177)$$

$$R'_{z2} = 0.5 \cdot R_{z2} - m\ddot{y}_c \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B} = 0.5 \left(mg \frac{a}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) - m\ddot{y}_c \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (4.178)$$

$$R''_{z2} = 0.5 \cdot R_{z2} + m\ddot{y}_c \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B} = 0.5 \left(mg \frac{a}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L} \right) + m\ddot{y}_c \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B}, \quad (4.179)$$

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.

За $\omega_k = \text{const}$ вирази (4.10) і (4.11) набудуть вигляду

$$\ddot{x}_c = -Vw_k \sin \alpha; \quad (4.180)$$

$$\ddot{y}_c = Vw_k \cos \alpha. \quad (4.181)$$

Підставляючи (4.180) і (4.181) в (4.176), (4.177), (4.178), (4.179), одержимо відносні вертикальні реакції

$$\frac{R'_{z1}}{mg} = 0.5 \frac{b}{L} \left[1 + \frac{V \cdot w_k}{g} \left(\frac{h}{b} \sin \alpha - 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]; \quad (4.182)$$

$$\frac{R''_{z1}}{mg} = 0.5 \frac{b}{L} \left[1 + \frac{V \cdot w_k}{g} \left(\frac{h}{b} \sin \alpha + 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]; \quad (4.183)$$

$$\frac{R'_{z2}}{mg} = 0.5 \frac{a}{L} \left[1 - \frac{V \cdot w_k}{g} \left(\frac{h}{a} \sin \alpha + 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]; \quad (4.184)$$

$$\frac{R''_{z2}}{mg} = 0.5 \frac{a}{L} \left[1 - \frac{V \cdot w_k}{g} \left(\frac{h}{a} \sin \alpha - 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]. \quad (4.185)$$

На рис. 4.10 а наведені графіки залежностей відносних вертикальних реакцій на колесах від кута їх повороту для автомобіля з параметрами, узятими як приклад за $w_k = w_{kmax} = \varphi g / V = const$.

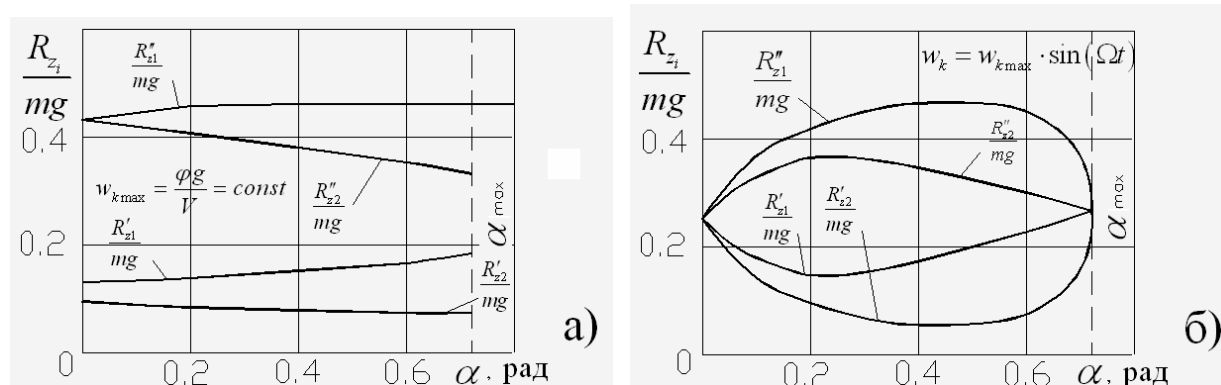
Якщо прийняти синусоїдальний закон зміни кутової швидкості повороту керованих коліс (4.41), то (4.182), (4.183), (4.184), (4.185) з урахуванням співвідношень (4.165), (4.166), (4.167) набудуть вигляду

$$\frac{R'_{z1}}{mg} = 0.5 \frac{b}{L} \left[1 + 2\varphi \sqrt{\frac{\alpha_{max}}{2} \left(1 - \frac{\alpha_{max}}{2} \right)} \left(\frac{h}{b} \sin \alpha - 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]; \quad (4.186)$$

$$\frac{R''_{z1}}{mg} = 0.5 \frac{b}{L} \left[1 + 2\varphi \sqrt{\frac{\alpha_{max}}{2} \left(1 - \frac{\alpha_{max}}{2} \right)} \left(\frac{h}{b} \sin \alpha + 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]; \quad (4.187)$$

$$\frac{R'_{z2}}{mg} = 0.5 \frac{a}{L} \left[1 - 2\varphi \sqrt{\frac{\alpha_{max}}{2} \left(1 - \frac{\alpha_{max}}{2} \right)} \left(\frac{h}{a} \sin \alpha + 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]; \quad (4.188)$$

$$\frac{R''_{z2}}{mg} = 0.5 \frac{a}{L} \left[1 - 2\varphi \sqrt{\frac{\alpha_{max}}{2} \left(1 - \frac{\alpha_{max}}{2} \right)} \left(\frac{h}{a} \sin \alpha - 2 \frac{h}{B} \cos \alpha \right) \right]. \quad (4.189)$$



$$b=a=1 \text{ м; } \varphi=0.95; f=0.017; B=1.3 \text{ м; } h=0.5 \text{ м; } \alpha_{max}=0.75 \text{ рад;}$$

$$a - w_k = w_{kmax} = \varphi g / V = const; \delta - w_k = w_{kmax} \sin(\Omega t)$$

Рисунок 4.10 – Зміна відносних вертикальних реакцій на колесах повнопривідного автомобіля

На рис. 4.10 б наведені графіки зміни відносних вертикальних реакцій на колесах повнопривідного автомобіля (з параметрами, прийнятими як приклад) залежно від кута повороту керованих коліс за синусоїдального закону зміни кутової швидкості їх повороту. Задньопривідні і передньопривідні автомобілі будуть мати такий же розподіл вертикальних реакцій, оскільки при виведенні рівнянь (4.182)–(4.185) і (4.186)–(4.189) не враховувалися величини і напрями реакцій R_{k1} і R_{k2} .

4.6 Вплив динамічного розподілу бічних реакцій дороги і відведення шин на параметри руху автомобіля при вході в маневр

Наведені вище математичні моделі руху автомобіля з поворотом передніх і задніх коліс в один бік (рух «крабом») не враховують динамічного перерозподілу реакцій дороги між колесами автомобіля, а також бічного відведення шин. Тому розглянемо схему сил, що діють на кожне колесо окремо за виконання указанного маневру (рис. 4.11).

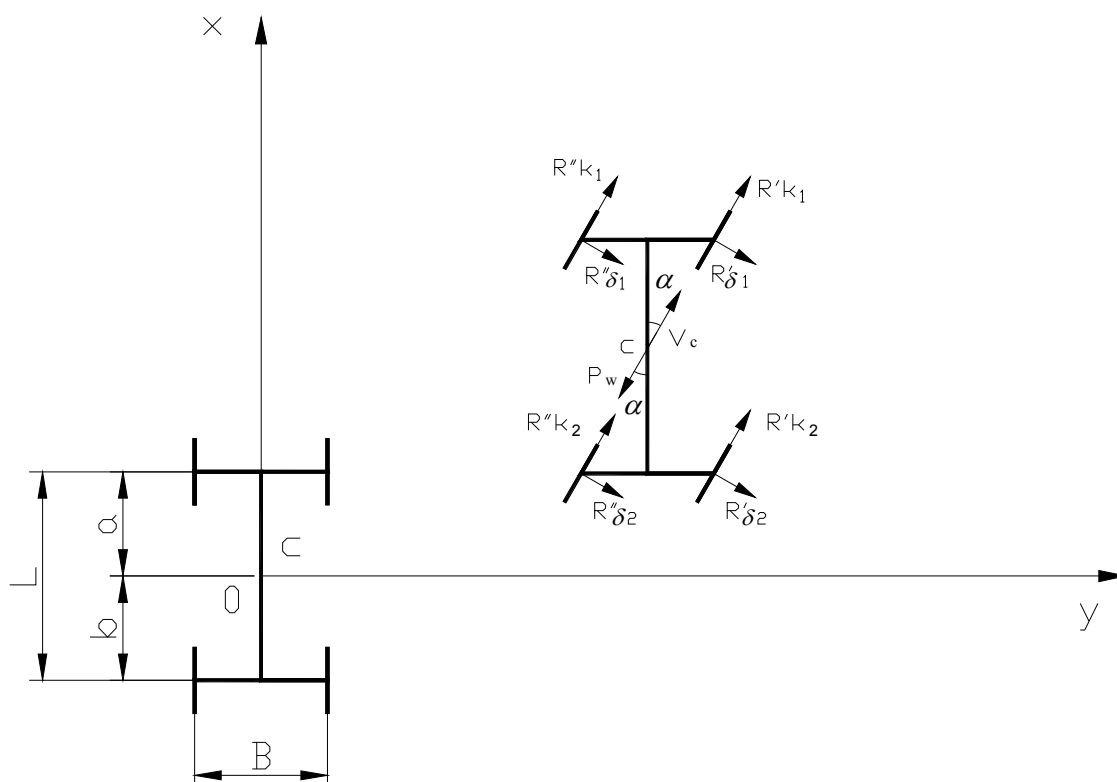


Рисунок 4.11 – Схема сил, що діють на кожне колесо окремо за виконання повнопривідним автомобілем маневру з поворотом усіх коліс в один бік

Рух машини описується наступною системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = (R'_{k_1} + R''_{k_1} + R'_{k_2} + R''_{k_2} - P_w) \cos \alpha - (R'_{\delta_1} + R''_{\delta_1} + R'_{\delta_2} + R''_{\delta_2}) \sin \alpha; & (4.190) \\ m\ddot{y}_c = (R'_{k_1} + R''_{k_1} + R'_{k_2} + R''_{k_2} - P_w) \sin \alpha + (R'_{\delta_1} + R''_{\delta_1} + R'_{\delta_2} + R''_{\delta_2}) \cos \alpha; & (4.191) \\ I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = (R''_{k_1} - R'_{k_1} + R''_{k_2} - R'_{k_2}) \frac{B}{2} \cos \alpha - (R''_{k_1} + R'_{k_1}) a \sin \alpha + \\ + (R''_{k_2} + R'_{k_2}) b \sin \alpha + (R''_{\delta_1} - R'_{\delta_1} + R''_{\delta_2} - R'_{\delta_2}) \frac{B}{2} \sin \alpha - \\ - (R''_{\delta_1} + R'_{\delta_1}) a \cos \alpha + (R''_{\delta_2} + R'_{\delta_2}) b \cos \alpha. & (4.192) \end{cases}$$

У рівняннях (4.190), (4.191) (4.192)

$$R'_{k1} = \frac{0.5M_{k1} - M'_{f1}}{r_{\delta}} = \frac{0.5M_{k1}}{r_{\delta}} - R'_{z1} \cdot f; \quad (4.193)$$

$$R''_{k1} = \frac{0.5M_{k1} - M''_{f1}}{r_{\delta}} = \frac{0.5M_{k1}}{r_{\delta}} - R''_{z1} \cdot f; \quad (4.194)$$

$$R'_{k2} = \frac{0.5M_{k2} - M'_{f2}}{r_{\delta}} = \frac{0.5M_{k2}}{r_{\delta}} - R'_{z2} \cdot f; \quad (4.195)$$

$$R''_{k2} = \frac{0.5M_{k2} - M''_{f2}}{r_{\delta}} = \frac{0.5M_{k2}}{r_{\delta}} - R''_{z2} \cdot f. \quad (4.196)$$

де M_{k1}, M_{k2} – сумарні крутні моменти на колесах передньої і задньої осей;

$M'_{f1}, M''_{f1}, M'_{f2}, M''_{f2}$ – моменти опору коченню на відповідних позначенню колесах;

r_{δ} – динамічний радіус колеса, можна зробити припущення, що його величина рівняється величині статичного r_c радіусу колеса.

Для визначення розподілу бічних реакцій між колесами однієї вісі необхідно скласти рівняння спільності деформацій. З цієї умови, за допущення рівності коефіцієнтів опору відведенню всіх коліс, одержимо

$$R'_{\delta1} = R''_{\delta1}; \quad (4.197)$$

$$R'_{\delta2} = R''_{\delta2}, \quad (4.198)$$

а також врахуємо, що

$$R'_{\delta1} + R''_{\delta1} = R_{\delta1}; \quad (4.199)$$

$$R'_{\delta2} + R''_{\delta2} = R_{\delta2}; \quad (4.200)$$

$$R'_{k1} + R''_{k1} + R'_{k2} + R''_{k2} - P_w = 0 \quad - \text{за } V = \text{const} \quad (4.201)$$

У рівнянні (4.192), якщо врахувати співвідношення (4.193)–(4.196) і (4.176)–(4.179)

$$\left(R_{k_1}'' - R_{k_1}' + R_{k_2}'' - R_{k_2}'\right) \frac{B}{2} \cos \alpha = -m\ddot{y}_c f h \cos \alpha. \quad (4.97_)$$

З обліком (4.97_) рівняння (4.192) прийме вигляд

$$I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = -m\ddot{y}_c f h \cos \alpha + (R_{k_1} \cdot a - R_{k_2} \cdot b) \sin \alpha + (R_{\delta_1} \cdot a - R_{\delta_2} \cdot b) \cos \alpha = 0. \quad (4.203)$$

Враховуючи співвідношення (4.193)–(4.196), (4.10) і (4.11), перетворюваний (4.203) до вигляду

$$I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = -mVw_k f h + \left(\frac{M_{k_1}}{r_k} \cdot a - \frac{M_{k_2}}{r_k} \cdot b \right) \sin \alpha + (R_{\delta_1} \cdot a - R_{\delta_2} \cdot b) \cos \alpha = 0. \quad (4.204)$$

Якщо піднести в квадрат ліві і праві частини рівнянь (4.190) і (4.191), а потім їх алгебраїчно скласти, то ми одержимо рівняння (4.14). З урахуванням рівнянь (4.14) і (4.204) визначимо сумарні бічні реакції на передній і задній осях

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} \sqrt{m^2 V^2 w_k^2 - (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w)^2} + m\ddot{y}_c f \frac{h}{L} - \left(R_{k_1} \frac{a}{L} - R_{k_2} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.205)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} \sqrt{m^2 V^2 w_k^2 - (R_{k_1} + R_{k_2} - P_w)^2} - m\ddot{y}_c f \frac{h}{L} + \left(R_{k_1} \frac{a}{L} - R_{k_2} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.206)$$

Враховуючи (4.201) і (4.11) спростимо вирази (4.205) і (4.206)

$$R_{\delta_1} = mVw_k \left(\frac{b}{L} + f \frac{h}{L} \cos \alpha \right) - \left(R_{k_1} \frac{a}{L} - R_{k_2} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.207)$$

$$R_{\delta_2} = mVw_k \left(\frac{a}{L} - f \frac{h}{L} \cos \alpha \right) + \left(R_{k_1} \frac{a}{L} - R_{k_2} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.208)$$

Вираз

$$\begin{aligned} \left(R_{k1} \frac{a}{L} - R_{k2} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha &= \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha + m \ddot{x}_c f \frac{h}{L} \operatorname{tg} \alpha = \\ &= \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha - m V w_k f \frac{h}{L} \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned} \quad (4.209)$$

набуває вигляду з урахуванням (4.193)–(4.196) (4.10).

Підставляючи (4.209) в (4.205) і (4.206), остаточно отримаємо

$$R_{\delta_1} = m V w_k \left(\frac{b}{L} + f \frac{h}{L} \sec \alpha \right) - \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.210)$$

$$R_{\delta_2} = m V w_k \left(\frac{a}{L} - f \frac{h}{L} \sec \alpha \right) + \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.211)$$

За раціонального вибору розподілу крутних моментів між передньою і задньою осями

$$\frac{M_{k1}}{M_{k2}} = \frac{b}{a}. \quad (4.212)$$

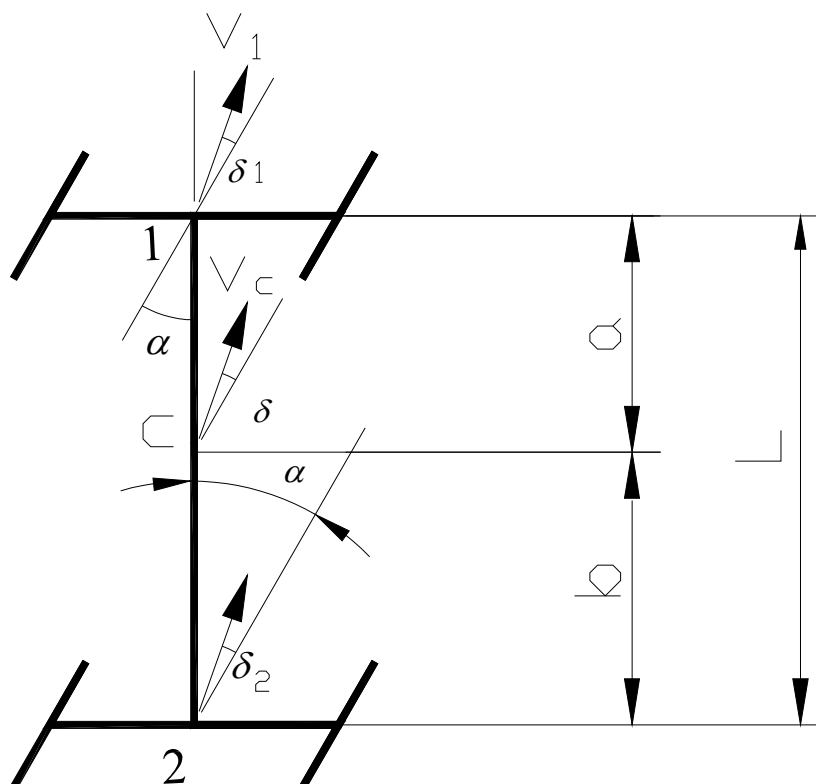
У цьому випадку

$$R_{\delta_1} = m V w_k \left(\frac{b}{L} + f \frac{h}{L} \sec \alpha \right); \quad (4.213)$$

$$R_{\delta_2} = m V w_k \left(\frac{a}{L} - f \frac{h}{L} \sec \alpha \right). \quad (4.214)$$

Одержані рівняння (4.210), (4.211), (4.213), (4.214) дозволяють врахувати вплив перерозподілу вертикальних реакцій між колесами на розподіл бічних реакцій дороги між колесами передньої і задньої осей.

Визначимо вплив бічного відведення шин на параметри руху автомобіля при вході в маневр «переставка». На рис. 4.12 наведена схема відведення передньої, задньої осей і автомобіля в цілому при дії на нього бічних сил.



$\delta_1, \delta_2, \delta$ – 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 4.12 – Схема відведення осей і автомобіля в цілому при русі
«крабом»

З рис. 4.12, враховуючи, що проекції векторів швидкості V_1, V_2, V_c на подовжню вісь автомобіля рівні між собою, визначимо

$$V_1 = V_c \frac{\cos(\alpha - \delta)}{\cos(\alpha - \delta_1)}; \quad (4.215)$$

$$V_2 = V_c \frac{\cos(\alpha - \delta)}{\cos(\alpha - \delta_2)}; \quad (4.216)$$

$$w_z = \frac{V_1 \sin(\alpha - \delta_1) - V_2 \sin(\alpha - \delta_2)}{L}. \quad (4.217)$$

Розв'язуючи спільно (4.215), (4.216), (4.217), одержимо

$$\delta = \frac{a}{L} \delta_2 + \frac{b}{L} \delta_1; \quad (4.218)$$

$$w_z = \frac{V_c}{L} (\delta_2 - \delta_1). \quad (4.219)$$

Таким чином, за наявності бічного відведення шин в несталій стадії повороту керованих коліс, подовжня вісь автомобіля буде повертатися в площині дороги з кутовою швидкістю w_z , пропорційною лінійній швидкості центру мас і різниці кутів відведення задньої і передньої осей машини.

За $w_k = \text{const}$ з урахуванням відведення передньої і задньої осей автомобіля вирази (4.1) і (4.2) набудуть наступного вигляду

$$\dot{x}_c = V_c \cos \left(w_k t - \frac{a}{L} \delta_2 - \frac{b}{L} \delta_1 \right); \quad (4.220)$$

$$\dot{y}_c = V_c \sin \left(w_k t - \frac{a}{L} \delta_2 - \frac{b}{L} \delta_1 \right). \quad (4.221)$$

Кути відведення коліс передньої і задньої осей визначаються за відомими співвідношеннями [138]. За раціонального вибору розподілу тягових сил між осями і у відповідності з (4.212) маємо

$$\delta_1 = \frac{R_{\delta 1}}{k_{y1}} = \frac{m \left(\frac{b}{L} + f \frac{h}{L} \sec \alpha \right)}{k_{y1}} \cdot V_c \cdot w_k; \quad (4.222)$$

$$\delta_2 = \frac{R_{\delta 2}}{k_{y2}} = \frac{m \left(\frac{a}{L} - f \frac{h}{L} \sec \alpha \right)}{k_{y2}} \cdot V_c \cdot w_k, \quad (4.223)$$

де k_{y1} , k_{y2} – коефіцієнти опору відведенню коліс передньої і задньої осей відповідно.

Підставляючи (4.222) і (4.223) в співвідношення (4.220) і (4.221), одержимо

$$\dot{x}_c = V_c \cos \left[w_k (t - A \cdot m \cdot V_c) \right]; \quad (4.224)$$

$$\dot{y}_c = V_c \sin \left[w_k (t - A \cdot m \cdot V_c) \right], \quad (4.225)$$

де A – конструктивний коефіцієнт, що враховує перерозподіл вертикальних реакцій між передньою і задньою осями

$$A = \frac{a}{L} \frac{\frac{a}{L} - f \frac{h}{L} \sec \alpha}{k_{y2}} + \frac{b}{L} \frac{\frac{b}{L} + f \frac{h}{L} \sec \alpha}{k_{y2}}. \quad (4.226)$$

За $w_k = \text{const}$ визначимо координати положення центру мас автомобіля x_c і y_c шляхом інтегрування рівнянь (4.224) (4.225). З урахуванням початкових умов (за $t=0$; $y_c=0$; $x_c=0$) одержимо

$$y_c = \frac{V_c}{w_k} \left\{ \cos(A \cdot m \cdot w_k \cdot V_c) - \cos \left[w_k (t - A \cdot m \cdot V_c) \right] \right\}; \quad (4.227)$$

$$x_c = \frac{V_c}{w_k} \left\{ \sin(A \cdot m \cdot w_k \cdot V_c) + \sin[w_k(t - A \cdot m \cdot V_c)] \right\}. \quad (4.228)$$

Здійснимо диференціювання рівнянь (4.224) і (4.225). В результаті одержимо

$$\ddot{x}_c = -V_c w_k \sin[w_k(t - A \cdot m \cdot V_c)]; \quad (4.229)$$

$$\ddot{y}_c = V_c w_k \cos[w_k(t - A \cdot m \cdot V_c)]. \quad (4.230)$$

Піднісши в квадрат ліві і праві частини рівнянь (4.229) і (4.230) і почленно їх підсумувавши, одержимо співвідношення (4.12) для сумарного прискорення центру мас.

Враховуючи, що за $w_k = \text{const}$, $w_k t = \alpha_0$, розв'язуючи спільно (4.204) і (4.14), визначимо уточнені значення реакцій опор

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} \sqrt{m^2 V_c^2 w_k^2 - (R_{k1} + R_{k2} - P_w)^2} + m V_c w_k \frac{h}{L} f \frac{\cos(Am V_c w_k)}{\cos \alpha} - \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.231)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} \sqrt{m^2 V_c^2 w_k^2 - (R_{k1} + R_{k2} - P_w)^2} - m V_c w_k \frac{h}{L} f \cdot \frac{\cos(Am V_c w_k)}{\cos \alpha} + \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.232)$$

За виконання умови (4.201) вирази (4.231) і (4.232) спростяться і набудуть наступного вигляду

$$R_{\delta_1} = m V_c w_k \left(\frac{b}{L} + f \frac{h}{L} \frac{\cos(Am V_c w_k)}{\cos \alpha} \right) - \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.233)$$

$$R_{\delta_2} = mV_c w_k \left(\frac{a}{L} - f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha} \right) + \left(\frac{M_{k1}}{r_k} \frac{a}{L} - \frac{M_{k2}}{r_k} \frac{b}{L} \right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.234)$$

За виконання умови (4.212) вирази (4.233), (4.234) перетворяться до вигляду

$$R_{\delta_1} = mV_c w_k \left(\frac{b}{L} + f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha} \right); \quad (4.235)$$

$$R_{\delta_2} = mV_c w_k \left(\frac{a}{L} - f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha} \right). \quad (4.236)$$

Методом послідовного наближення уточнюємо величину A

$$A' = \frac{a}{L} \frac{\frac{a}{L} - f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha}}{k_{y2}} + \frac{b}{L} \frac{\frac{b}{L} + f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha}}{k_{y1}}. \quad (4.237)$$

При визначенні траєкторії руху автомобіля в несталій стадії маневру у рівняннях (4.227) і (4.226) замість A необхідно підставити A' для кожного конкретного значення кута α . Оскільки

$$\frac{a}{L} \gg f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha}; \quad (4.238)$$

і

$$\frac{b}{L} \gg f \frac{h \cos(AmV_c w_k)}{L \cos \alpha}, \quad (4.239)$$

то вираз (4.237) можна спростити і він набуде вигляду

$$A = \frac{a^2}{L^2 k_{y2}} + \frac{b^2}{L^2 k_{y1}}. \quad (4.240)$$

Після підстановки (4.241) в (4.227) і (4.228), одержимо

$$y_c = \frac{V_c}{w_k} \left\{ \cos \left[m \cdot w_k \cdot V_c \left(\frac{a^2}{L^2 k_{y2}} + \frac{b^2}{L^2 k_{y1}} \right) \right] - \cos \left[\alpha - m w_k V_c \left(\frac{a^2}{L^2 k_{y2}} + \frac{b^2}{L^2 k_{y1}} \right) \right] \right\}; \quad (4.241)$$

$$x_c = \frac{V_c}{w_k} \left\{ \sin \left[m \cdot w_k \cdot V_c \left(\frac{a^2}{L^2 k_{y2}} + \frac{b^2}{L^2 k_{y1}} \right) \right] + \sin \left[\alpha - m w_k V_c \left(\frac{a^2}{L^2 k_{y2}} + \frac{b^2}{L^2 k_{y1}} \right) \right] \right\}. \quad (4.242)$$

Піднісши ліві і праві частини рівнянь (2.227) і (2.228) в квадрат і провівши почленне сумування, одержимо

$$x_c^2 + y_c^2 = 2 \frac{V_c^2}{w_k^2} (1 - \cos \alpha) = 2R^2 (1 - \cos \alpha), \quad (4.243)$$

або

$$y_c = \sqrt{2R^2 (1 - \cos \alpha) - x_c^2}. \quad (4.244)$$

Аналогічний результат ми одержимо, якщо проведемо аналогічні дії з рівняннями (4.25) і (4.26) за «жорстких» коліс.

Таким чином, бічне відведення шин і динамічний перерозподіл вертикальних реакцій між колесами в несталій стадії маневру чинить вплив на орієнтацію подовжньої вісі автомобіля, але не впливає на траєкторію руху його центру мас. За $w_k = \text{const}$ ця траєкторія є дугою кола.

Поворот подовжньої вісі автомобіля щодо первинного напрямку руху (нахил подовжньої вісі автомобіля до вісі OX) можна визначити скориставшись рівнянням (4.219) за $w_k = \text{const}$

$$\Delta_{\max} = w_z \cdot t_{ex} = w_z \frac{\alpha_{\max}}{w_k} = \frac{\alpha_{\max}}{w_k} \frac{V_c}{L} (\delta_2 - \delta_1). \quad (4.245)$$

З урахуванням зроблених припущень (4.238) і (4.239), підставляючи (4.222) і (4.223) в (4.224), одержимо після перетворення величину кута повороту подовжньої вісі автомобіля до кінця перехідного процесу маневру

$$\Delta_{\max} = \alpha_{\max} \frac{m \cdot V_c^2}{L^2} \left(\frac{a}{k_{y2}} - \frac{b}{k_{y1}} \right). \quad (4.246)$$

На сталій стадії процесу величина вказаного кута зменшується від $\Delta_{\max}$ до нуля, а при виході з маневру знову збільшується, але в протилежний бік від 0 до $\Delta_{\max}$.

За відомого з теорії стійкості автомобіля раціонального співвідношення коефіцієнтів відведення передньої і задньої осей [138]

$$\frac{a}{b} = \frac{k_{y2}}{k_{y1}} \quad (4.247)$$

величина кута $\Delta_{\max}$ рівняється нулю.

Іншими словами, автомобіль, що володіє нейтральною поворотливістю, не змінює орієнтації своєї подовжньої вісі щодо вісі OX при вході в маневр і виходу з маневру.

4.7 Бічні реакції на колесах і відведення шин в сталій стадії маневру

Бічні реакції на передніх і задніх колесах автомобіля можуть виникати і під час сталої стадії маневру. Викликане цим бічне відведення шин призводить до повороту подовжньої вісі машини щодо первинного напрямку руху. Розглянемо умови появи бічних сил на колесах і відведення передніх і задніх осей автомобіля в сталій стадії маневру.

Для повнопривідного автомобіля вирази (4.16) і (4.17) з урахуванням (4.201) набудуть вигляду (4.158) і (4.159).

У сталій стадії маневру $w_k=0$; $\alpha=\alpha_{max}$ і рівняння (4.158) і (4.159) спрощуються

$$R_{\delta_1} = -k \cdot F \cdot V^2 \cdot \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{max}; \quad (4.248)$$

$$R_{\delta_2} = k \cdot F \cdot V^2 \cdot \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{max}. \quad (4.248a)$$

Аналізуючи одержані вирази (4.248) і (4.248a), можна зробити наступні висновки:

- реакції R_{δ_1} і R_{δ_2} рівні між собою і протилежно направлені;
- із збільшенням кута α_{max} зростають бічні реакції R_{δ_1} і R_{δ_2} за абсолютною величиною;
- за $K_R = \frac{b}{L}$ бічні реакції R_{δ_1} і R_{δ_2} рівняються нулю.

Таким чином, за раціонального ($K_R = \frac{b}{L}$) вибору розподілу тягових сил між осями повнопривідного автомобіля, бічні реакції на колесах і бічне відведення передніх і задніх осей автомобіля не виникає. В іншому випадку

виникає поворот подовжньої осі автомобіля. Кутова швидкість повороту автомобіля в площині дороги в даному випадку

$$w_z = \frac{V_c}{L} \cdot (\delta_1 + \delta_2), \quad (4.249)$$

або з урахуванням (4.248) і (4.248а) (зробивши припущення $V=V_c$)

$$w_z = \frac{V_c^3}{L} \cdot k \cdot F \cdot \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.250)$$

За $k_{y_1} = k_{y_2} = k_y$ вираз (4.250) набуде вигляду

$$w_z = \frac{2 \cdot V_c^3}{L} \cdot \frac{k \cdot F}{K_y} \cdot \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.251)$$

Максимальний кут повороту подовжньої вісі автомобіля в сталій стадії маневру

$$(\Delta_{ycm})_{\max} = w_z \cdot t_{ycm} = \frac{2 \cdot V_c^3}{L} \cdot \frac{k \cdot F}{K_y} \cdot \left(K_R - \frac{b}{L} \right) \cdot t_{ycm} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.252)$$

Для передньопривідного автомобіля вирази (4.107) і (4.108) в сталій стадії маневру набудуть вигляду

$$R_{\delta_1} = -\frac{a}{L} \cdot m \cdot \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}, \quad (4.253)$$

$$R_{\delta_2} = \frac{a}{L} \cdot m \cdot \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.254)$$

Відповідно, кутова швидкість повороту автомобіля в площині дороги (за $k_{y1}=k_{y2}=k_y$ і $V=V_c$)

$$w_z = \frac{2 \cdot V_c}{L^2} \cdot \frac{a \cdot m}{K_y} \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V_c^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.255)$$

Максимальний кут повороту подовжньої вісі в площині дороги в сталій стадії

$$(\Delta_{ycm})_{\max} = \frac{2 \cdot V_c}{L^2} \cdot \frac{a \cdot m}{K_y} \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V_c^2 \right) \cdot t_{ycm} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.256)$$

Для задньопривідного автомобіля в сталій стадії вирази (4.123), (4.124) спростяться і матимуть вигляд (при $V=V_c$)

$$R_{\delta_1} = \frac{b}{L} \cdot m \cdot \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V_c^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}, \quad (4.257)$$

$$R_{\delta_2} = -\frac{b}{L} \cdot m \cdot \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V_c^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.258)$$

Кутова швидкість повороту (за $k_{y1}=k_{y2}=k_y$)

$$W_z = \frac{2 \cdot V_c}{L^2} \cdot \frac{b \cdot m}{K_y} \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V_c^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.259)$$

Максимальний кут повороту автомобіля в площині дороги в сталій стадії маневру

$$(\Delta_{ycm})_{\max} = \frac{2 \cdot V_c}{L^2} \cdot \frac{b \cdot m}{K_y} \left(f \cdot g + \frac{k \cdot F}{m} \cdot V_c^2 \right) \cdot t_{ycm} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (4.260)$$

Аналізуючи одержані результати, робимо наступні висновки:

– за передньопривідного або задньопривідного варіанту виконання автомобіля в сталій стадії маневру відбувається поворот автомобіля в площині дороги на кут $(\Delta_{уст})_{\max}$;

– величина вказаного кута залежить від швидкості руху машини в третій степені.

4.8 Висновки за розділом 4

1. За виконанні маневру «переставка» з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік в несталій стадії маневру бічні реакції дороги на ведучих колесах менші ніж на ведених.

2. Траєкторія руху центру мас автомобіля за несталих стадій маневру «переставка» з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік є дугою кола. Останнє має місце за постійної кутової швидкості повороту керованих коліс. Одержані закони зміни кутової швидкості повороту керованих коліс можуть бути використані під час моделювання перехідних процесів руху автомобіля «крабом», тобто рухом з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік. Найадекватнішим, на наш погляд, є синусоїдальний закон, оскільки його використання не суперечить реальним фізичним процесам за такого способу руху.

3. Синусоїдальний закон зміни кутової швидкості повороту керованих коліс не суперечить фізичній моделі процесу здійснення маневру і може бути використаний під час математичного моделювання руху автомобіля при повороті передніх і задніх керованих коліс в один бік. За однакового $\alpha_{\max}$ у випадку $\omega_k = const$ автомобіль швидше зміщується в бічному напрямі, ніж за $\omega_k = \omega_{k\max} \cdot \sin(\Omega \cdot t)$ в початковий момент, але до кінця входу в поворот

положення вирівнюється. При експоненціальному законі керування автомобіль здійснює маневр значно швидше.

4. Якнайкращою стійкістю руху при здійсненні маневру з поворотом передніх і задніх керованих коліс в один бік володіють повнопривідні автомобілі. Одержані залежності і критеріальні вирази дозволяють визначити граничні кутові швидкості і кути повороту керованих коліс, перевищення яких призведе до втрати стійкості руху.

5. Одержані залежності і критеріальні вирази дозволяють розрахувати граничні (критичні) кутові швидкості і кути повороту керованих коліс, що визначають межу стійкості положення машини за руху «крабом». Визначено співвідношення між параметрами автомобіля, за якого бічне ковзання коліс наступатиме раніше, ніж відрив коліс менш навантаженого борту.

6. Проведена оцінка динамічного розподілу реакцій дороги між колесами автомобіля, що виконує рух з поворотом передніх і задніх коліс в один бік, дозволила уточнити критеріальні вирази для оцінки стійкості руху машини. Схема приводу ведучих коліс автомобілів (повнопривідні, задньопривідні або передньопривідні) практично не впливають на розподіл бічних реакцій дороги між колесами передньої і задньої осей. Розподіл вертикальних реакцій дороги між окремими колесами автомобілів не залежить від схеми приводу ведучих коліс. За $\omega_k = const$ і $K_R = \frac{b}{L}$ бічні реакції дороги на колесах передньої і задньої осей не залежать від кута повороту керованих коліс, а залежать лише від кутової швидкості їх повороту і лінійної швидкості автомобіля.

7. Бічне відведення шин і динамічний перерозподіл вертикальних реакцій між колесами в несталій стадії маневру впливає на орієнтацію подовжньої вісі автомобіля, але не впливає на траєкторію руху його центру мас. За $w_k = const$ ця траєкторія є дугою кола. Автомобілі, що володіють нейтральною поворотливістю, не змінюють орієнтації своєї подовжньої вісі OX під час входу в маневр і виходу з нього.

8. У сталій стадії маневру на колесах автомобіля також виникають бічні реакції. Ці реакції на передніх і задніх колесах рівні за абсолютною величиною, але протилежно направлені. Поява бічних реакцій призводить до бічного відведення шин, появи кутової швидкості, кута повороту машини в площині дороги. В повнопривідних автомобілів цього явища можна уникнути шляхом вибору розподілу тягових сил між осями.

Результати дослідження опубліковано в [1], [4], [5], [7], [11], [17], [23], [27], [29].

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВОРОТУ АВТОМОБІЛЯ ДИНАМІЧНИМ СПОСОБОМ

5.1 Оцінка керованості автомобілів при повороті динамічним способом

Керованість автомобіля характеризує здатність останньої входити в поворот. Розглядаються колісні машини типу 4x4 з неповоротними колесами і «жорсткою» рамою.

Вхід в поворот динамічним способом може здійснюватися декількома варіантами. Перший варіант – це збільшення кутової швидкості коліс зовнішнього (забігаючого) борту у відношенні до кутової швидкості коліс внутрішнього (відстаючого) борту. Другий варіант – це збільшення крутних моментів і дотичних реакцій на колесах зовнішнього (забігаючого) борту при зменшенні дотичних реакцій або відключенні від двигуна коліс внутрішнього (відстаючого) борту. Якщо при цьому колеса внутрішнього борту загальмувати, то можна досягти ще більших значень кутового прискорення машини. Розглянемо ці варіанти [255].

5.1.1. Створення різниці кутових швидкостей коліс забігаючого і відстаючого бортів. Розглянемо початок входу в поворот автомобіля зі всіма ведучими колесами (колісна формула 4x4). На рис. 5.1 наведена схема дії сил на колісну машину при вході в поворот і при створенні різниці кутових швидкостей на колесах різних бортів.

При розгляді динаміки повороту машини застосовний метод суперпозиції, згідно якому загальне кутове прискорення машини dw_z/dt в площині дороги буде різницею двох компонент

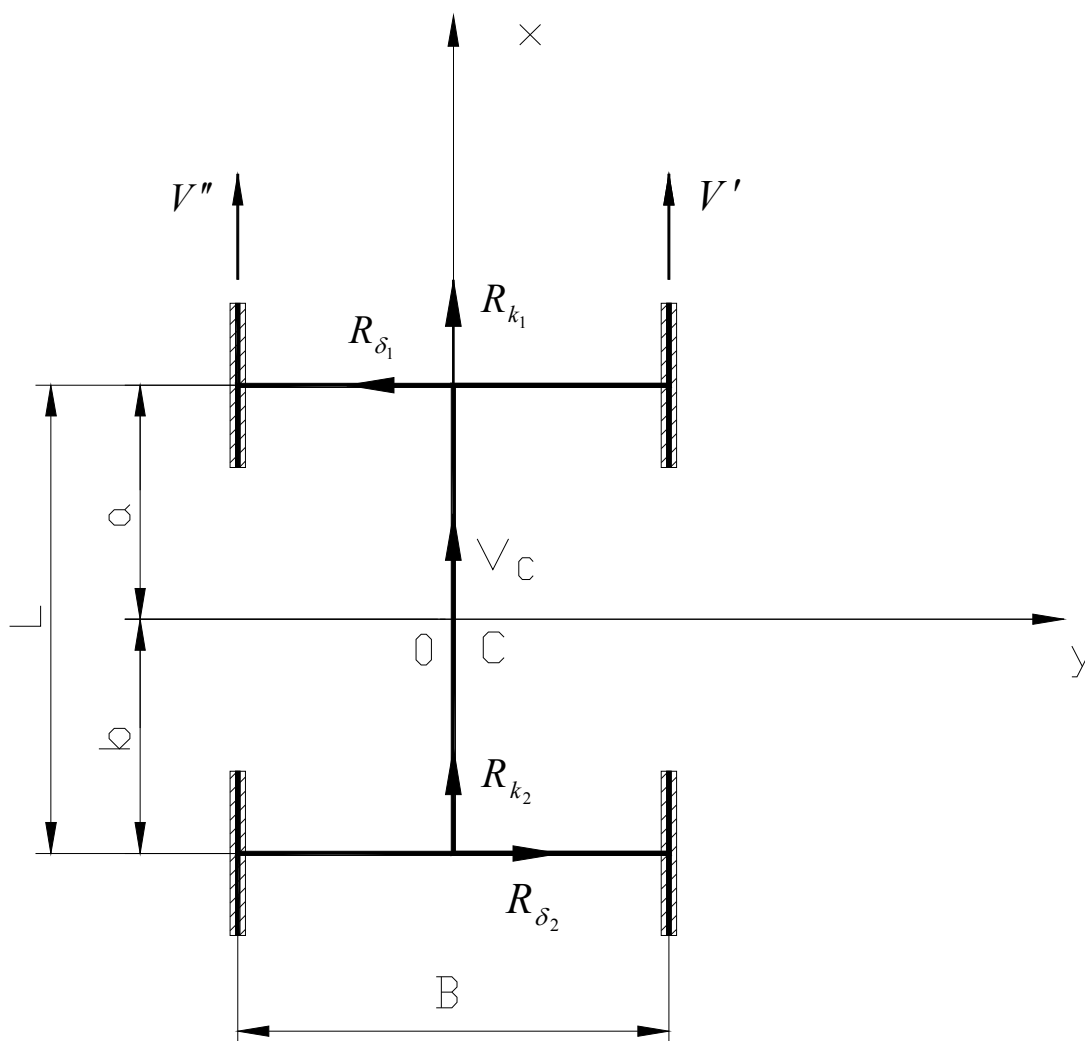


Рисунок 5.1 – Схема дії сил на двовісну колісну машину при початку входу в поворот за рахунок створення різниці лінійних швидкостей коліс забігаючого і відстаючого бортів

$$\frac{dw_z}{dt} = \frac{dw'_z}{dt} - \frac{dw''_z}{dt}, \quad (5.1)$$

де $\frac{dw'_z}{dt}, \frac{dw''_z}{dt}$ – кутові прискорення, створювані відповідно повертаючим моментом і моментом опору повороту.

При збільшенні лінійної швидкості коліс на забігаючому борту від V_c до V'' або зменшенні її на відстаючому борту від V_c до V' (що можна робити і одночасно) при «жорстких» колесах (не мають бічного відведення – наше

первинне допущення) з'являється кутова швидкість w'_z машини в площині дороги

$$w'_z = \frac{V'' - V'}{B} = \frac{\Delta V}{B}, \quad (5.2)$$

де $V''; V'$ – лінійні швидкості осей коліс забігаючого і відстаючого бортів машини, відповідно;

ΔV – різниця лінійних швидкостей осей коліс забігаючого і відстаючого бортів машини.

Розглянемо динаміку одиночного колеса машини (рис. 5.2)

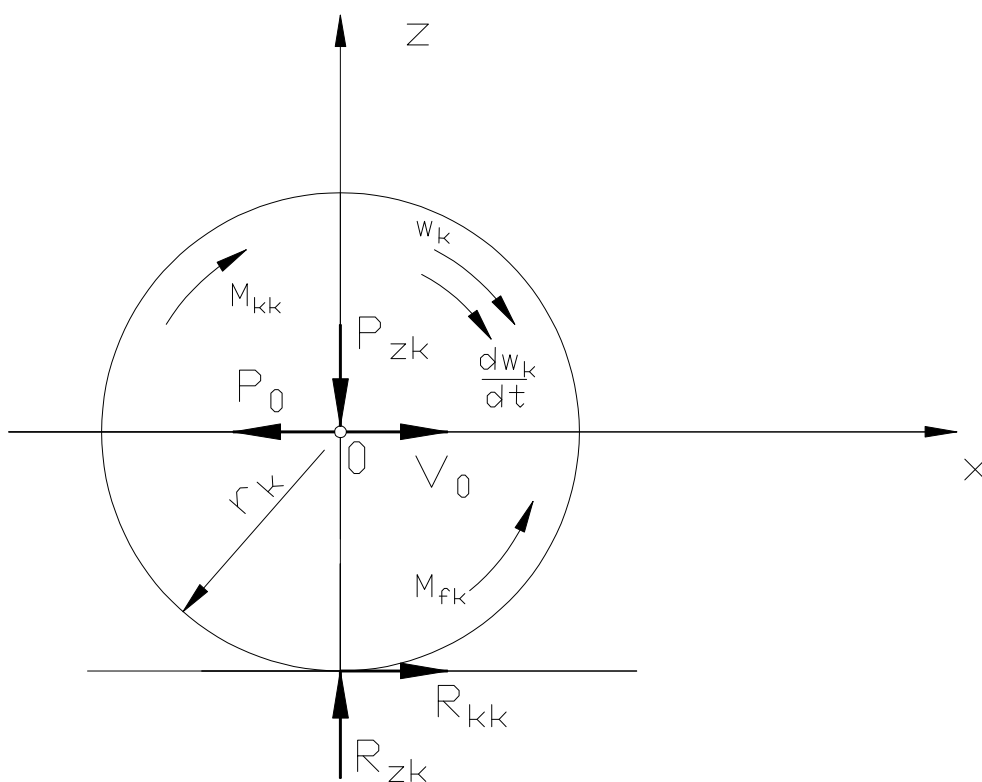


Рисунок 5.2 – Динаміка одиночного колеса машини

Рівняння руху колеса

$$\begin{cases} m_k^n \ddot{x}_0 = R_{kk} - P_0; \\ I_k \cdot \frac{dw_k}{dt} = M_{kk} - M_{fk} - R_{kk} \cdot r_\partial, \end{cases} \quad (5.3)$$

$$(5.4)$$

де $\ddot{x}_0$ – горизонтальне прискорення центру мас колеса (знаходиться на вісі колеса);

m_k^n – приведена до колеса маса;

I_k – момент інерції колеса;

R_{kk} – дотична реакція на колесі;

P_0 – горизонтальне навантаження, прикладене до колеса;

w_k – кутова швидкість колеса;

M_{kk} – що крутить момент на колесі;

r_∂ – динамічний радіус колеса;

r_κ – вільний радіус колеса (надалі іменуватимемо «радіус колеса»);

M_{fk} – момент опору каченню колеса;

$$M_{fk} = f \cdot R_{zk}, \quad (5.5)$$

де R_{zk} – вертикальна реакція дороги на колесо.

Відносно вісі OZ колесо знаходиться в рівновазі, оскільки

$$P_{zk} - R_{zk} = 0. \quad (5.6)$$

Припустимо, що колесо котиться без буксування. Це дає нам підставу зробити допущення про те, що кінематичний радіус колеса r_{kk} рівний динамічному r_∂ , а цей, у свою чергу, приймемо рівним радіусу колеса r_κ . Лінійна швидкість вісі колеса з урахуванням прийнятих допущень

$$V_0 = w_k \cdot r_k. \quad (5.7)$$

Лінійне прискорення вісі колеса

$$\frac{dV_0}{dt} = r_k \frac{dw_k}{dt}. \quad (5.8)$$

Кутове прискорення колеса визначимо з рівняння (5.4)

$$\frac{dw_k}{dt} = \frac{M_{kk} - M_{fk} - R_{kk} \cdot r_k}{I_k}. \quad (5.9)$$

До початку розгону колеса $\frac{dw_k}{dt} = 0$ і вираз (5.9) має вигляд

$$M_{kk_0} - M_{fk} = R_{kk_0} \cdot r_k, \quad (5.10)$$

де M_{kk_0} – крутний момент на колесі при його рівномірному русі;

R_{kk_0} – дотична реакція на колесі при його рівномірному русі.

Якщо у машини всі колеса ведучі, відсутня сила опору, що створюється робочим органом причіпної машини або транспортним причепом, то $P_0 = 0$ і з рівняння (5.3) визначимо, що $R_{kk_0} = 0$. Отже

$$M_{kk_0} = M_{fk} = f \cdot R_{zk} \cdot r_{\partial}, \quad (5.11)$$

Вираз (5.9) з урахуванням (5.11) можна представити у вигляді

$$\frac{dw_k}{dt} = \frac{\Delta M_{kk} - R_{kk} \cdot r_k}{I_k}, \quad (5.12)$$

де ΔM_k – збільшення крутного моменту на колесі з метою отримання кутового прискорення останнього

$$\Delta M_k = M_{kk} - M_{kk_0} = M_{kk} - f \cdot R_{zk}. \quad (5.13)$$

Після появи кутового прискорення на колесі, дотична реакція R_{kk} не рівна нулю, а визначається з рівняння (5.3) за $P_0=0$

$$R_{kk} = m_k^n \cdot \ddot{x}_0 = m_k^n \frac{dV_0}{dt} = m_k^n \cdot r_k \frac{dw_k}{dt}. \quad (5.14)$$

Сумісний розв'язок рівнянь (5.12) і (5.14) дає наступний результат

$$\frac{dw_k}{dt} = \frac{\Delta M_{kk}}{I_k + m_k^n \cdot r_k^2}, \quad (5.15)$$

Лінійне прискорення вісі колеса (див. (5.8))

$$\frac{dV_0}{dt} = \frac{\Delta M_{kk} \cdot r_k}{I_k + m_k^n \cdot r_k^2}. \quad (5.16)$$

З виразу (5.16) визначимо збільшення крутного моменту, що необхідне для створення сповільнення $\frac{dV_0}{dt}$ на колесі

$$\Delta M_{kk} = \left(\frac{I_k}{r_k} + m_k^n \cdot r_k \right) \frac{dV_0}{dt}. \quad (5.17)$$

Максимально можливе лінійне прискорення вісі колеса з рівняння (5.14) можна визначити за умови, що

$$R_{kk \max} = \varphi \cdot R_{zk}. \quad (5.18)$$

При виконанні умови (5.18), маємо

$$\left(\frac{dV_0}{dt} \right)_{\max} = \frac{R_{kk \max}}{m_k^n} = \frac{\varphi \cdot R_{zk}}{m_k^n}. \quad (5.19)$$

Підставляючи (5.19) в (5.17), визначимо відповідне досягненню $\left(\frac{dV_0}{dt} \right)_{\max}$ збільшення крутного моменту на колесі

$$(\Delta M_{kk})_{\max} = \varphi \cdot R_{zk} \cdot r_k \cdot \left(1 + \frac{I_k^n}{m_k^n \cdot r_k^2} \right). \quad (5.20)$$

Якщо тепер розглянути систему, що складається з переднього і заднього коліс забігаючого борту машини, то за умови, що вони пов'язані між собою жорстко, можна визначити

$$m_{k_1}^n + m_{k_2}^n = \frac{m}{2}, \quad (5.21)$$

де $m_{k_1}^n; m_{k_2}^n$ – маси, приведені до переднього і заднього коліс відповідно.

Крім того

$$\varphi \cdot R_{z_1}'' + \varphi \cdot R_{z_2}'' = 0.5\varphi \cdot R_{z_1} + 0.5\varphi \cdot R_{z_2} = 0.5m \cdot \varphi \cdot g, \quad (5.22)$$

де R_{z_1}'', R_{z_2}'' – вертикальні реакції на передньому і задньому колесах забігаючого борту;

R_{z_1}, R_{z_2} – сумарні вертикальні реакції на колесах передньої і задньої осей, відповідно.

За умови, що

$$\left(\frac{dV_{01}}{dt}\right)_{\max} = \left(\frac{dV_{02}}{dt}\right)_{\max} = \left(\frac{dV''}{dt}\right)_{\max}, \quad (5.23)$$

визначимо

$$\left(\frac{dV''}{dt}\right)_{\max} = \frac{\varphi \cdot R_{z_1}'' + \varphi \cdot R_{z_2}''}{m_{k_1}'' + m_{k_2}''} = \frac{0.5 \cdot m \cdot \varphi \cdot g}{0.5 \cdot m} = \varphi \cdot g. \quad (5.24)$$

Кутове прискорення $\frac{dw'_z}{dt}$ призводить до появи динамічного повертаючого моменту

$$M_{\text{ног}}^{\mathcal{D}} = I_{zc} \frac{dw'_z}{dt} = \frac{I_{zc}}{B} \frac{d(\Delta V)}{dt}. \quad (5.25)$$

При $\frac{dV'}{dt} = 0$, величина

$$\frac{d(\Delta V)}{dt} = \frac{dV''}{dt}. \quad (5.26)$$

Максимальна величина динамічного повертаючого моменту

$$\left(M_{\text{ног}}^{\mathcal{D}}\right)_{\max} = \frac{I_{zc}}{B} \left(\frac{dV''}{dt}\right)_{\max} = \frac{I_{zc}}{B} \cdot \varphi \cdot g. \quad (5.27)$$

Поява динамічного повертаючого моменту викликає створення бічних реакцій на колесах передньої і задньої осей

$$R_{\delta_1} = R_{\delta_2} = \frac{(M_{\text{пов}}^D)_{\text{max}}}{L} = \frac{I_{zc}}{B \cdot L} \cdot \varphi \cdot g. \quad (5.28)$$

Для здійснення повороту необхідно, щоб бічні реакції R_{δ_1} або R_{δ_2} були більше, ніж граничні за зчепленням бічні реакції $R_{\delta_1 \text{ max}}$ на передній або $R_{\delta_2 \text{ max}}$ на задній осях, тобто

$$R_{\delta_1} > R_{\delta_1 \text{ max}}, \quad (5.29)$$

або

$$R_{\delta_2} > R_{\delta_2 \text{ max}}. \quad (5.30)$$

Граничні бічні реакції можна визначити з урахуванням того, що відбувається перерозподіл вертикальних реакцій між задньою і передньою віссю, а також того, що колеса забігаючого борту знаходяться на межі буксування і не сприймають бічних сил і дотичні реакції дороги на колесах відстаючого борту рівні нулю

$$R_{\delta_1 \text{ max}} = 0.5\varphi \cdot R_{z_1} = 0.5\varphi \cdot \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \frac{h}{L} \right) mg; \quad (5.31)$$

$$R_{\delta_2 \text{ max}} = 0.5\varphi \cdot R_{z_2} = 0.5\varphi \cdot \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \frac{h}{L} \right) mg. \quad (5.32)$$

Оскільки $R_{\delta_1} = R_{\delta_2}$, то ковзати раніше почнуть колеса тієї вісі, у якої менша гранична за зчепленням бічна реакція. Першою почне ковзати вся передня вісь у випадку

$$\frac{b}{L} - 0.5\varphi \frac{h}{L} < \frac{a}{L} + 0.5\varphi \frac{h}{L}, \quad (5.33)$$

або при

$$\frac{b-a}{h} < \varphi. \quad (5.34)$$

Відповідно, якщо

$$\frac{b-a}{h} > \varphi, \quad (5.35)$$

то раніше почне ковзати убік задня вісь. При

$$\frac{b-a}{h} = \varphi \quad (5.36)$$

почнуть ковзати в протилежні сторони обидві вісі одночасно.

Таким чином, вхід в поворот можливий, якщо

$$\left\{ \frac{I_{zc}}{B \cdot L} \cdot \varphi \cdot g > 0.5\varphi \cdot m \cdot g \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right. \quad - \quad \text{при} \quad \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \quad (5.37)$$

$$\left\{ \frac{I_{zc}}{B \cdot L} \cdot \varphi \cdot g > 0.5\varphi \cdot m \cdot g \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right. \quad - \quad \text{при} \quad \frac{b-a}{h} \geq \varphi; \quad (5.38)$$

Використовуючи відоме співвідношення

$$I_{zc} = m \cdot i_z^2. \quad (5.39)$$

Спростимо вирази (5.37) (5.38)

$$\frac{i_z^2}{B \cdot L} > \begin{cases} 0.5 \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.40)$$

$$\begin{cases} 0.5 \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.41)$$

У роботі [37] запропонована формула

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12}}. \quad (5.42)$$

Після підстановки (5.42) в (5.40) і (5.41), одержимо

$$\frac{6ab + B^2}{B \cdot L} > \begin{cases} 0.5 \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.43)$$

$$\begin{cases} 0.5 \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.44)$$

Чим більші значення, що отримані в лівій частині нерівностей (5.43) і (5.44), тим легше входить в поворот машина і тим краще її керованість. Позначимо вираз в лівій частині через функцію

$$\Phi = \frac{6ab + B^2}{B \cdot L} \quad (5.45)$$

і дослідимо її на екстремум відомими методами, застосовуючи в якості аргументу величину B , оскільки вона знаходиться і в чисельнику і в знаменнику, а величина L – тільки в знаменнику. Із збільшенням L функція зменшується і керованість машини погіршується. З умови $d\Phi/dB=0$, знаходимо

$$B = \sqrt{6ab}. \quad (5.46)$$

На жаль, функція $d\Phi_2/dB_2$ при підстановці в неї співвідношення (5.46) має позитивну величину, що свідчить про визначення нами точки мінімуму. Це означає, що у разі отримання на колісній машині співвідношення геометричних параметрів, що відповідають залежності (5.46), ми маємо найгіршу керованість. Враховуючи, що $a=L-b$ (див. рис. 5.1), використаємо вираз (5.46)

$$\Delta = \frac{L}{B} = \frac{1}{\sqrt{6 \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)}}. \quad (5.47)$$

При коефіцієнті бази, що визначається із співвідношення (5.47), ми одержимо мінімум функції Φ і, відповідно, найгірші умови входу в поворот. На рис. 5.3 наведений графік залежності (5.47). З цього графіка видно, наприклад, що за $b/L=0.5$ – найгірше значення коефіцієнта бази складає $\Delta=0,82$.

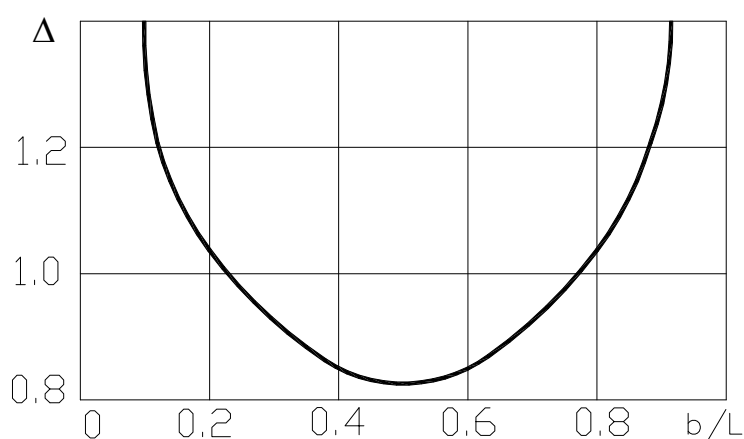


Рисунок 5.3 – Залежність найгіршого з позиції керованості коефіцієнту бази від горизонтальної координати центру мас машини

Таке значення коефіцієнта бази малоймовірне для колісних тракторів, але можливе для різних навантажувачів і порталних машин. Наприклад, навантажувач «Bobcat» має величину коефіцієнта бази, рівну 0,7.

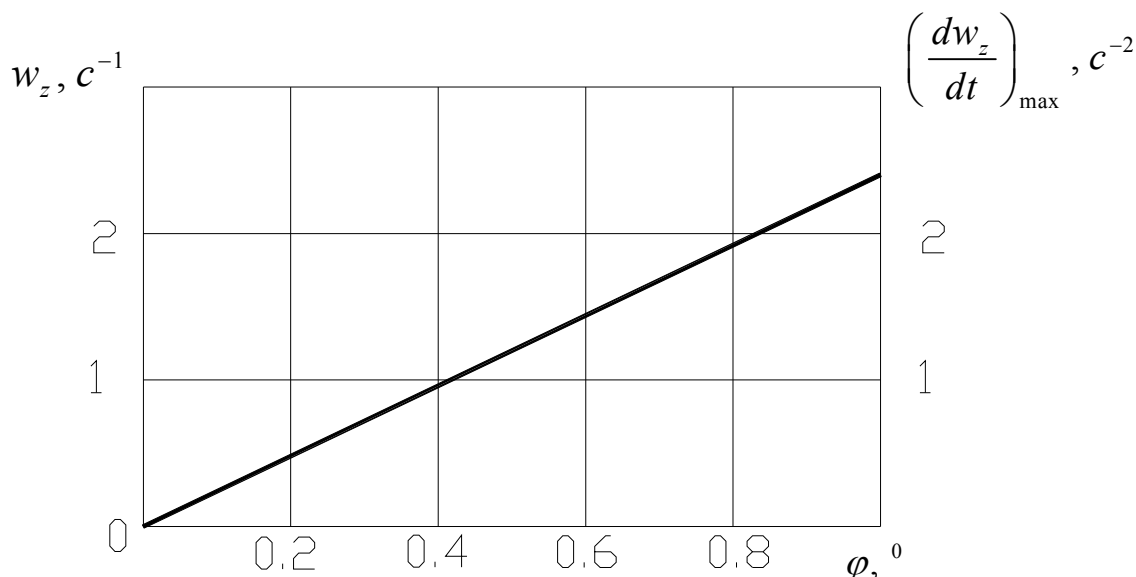
Одержані результати дозволяють оцінити здатність автомобіля типу 4x4 з неповоротними колесами і жорсткою рамою входити в поворот при розгоні коліс забігаючого борту. Після їх розгону настає наступна стадія повороту, при якій на колесах забігаючого борту машини необхідно збільшити дотичні реакції у відношенні до дотичних реакцій на колесах відстаючого борту. Це можна зробити, наприклад, збільшуючи передаточне відношення приводу до ведучих коліс забігаючого борту, але при цьому швидкісна характеристика двигуна повинна забезпечити рух машини із заданою величиною ΔV . Інакше, на колесах забігаючого борту виникнуть гальмівні моменти, що призводять до погіршення поворотливості машини. Цю задачу можна розв'язати шляхом відключення коліс внутрішнього борту від двигуна ($R'_k = R'_{k1} + R'_{k2} = 0$), або шляхом їх гальмування ($R'_k < 0$). У сталій стадії повороту повертаючий момент буде рівний моменту опору повороту і машина буде повертатися з постійною кутовою швидкістю, тобто $dw_z/dt = 0$. Повертаючий момент буде рівний (при існуючій різниці лінійних швидкостей ΔV) статичному повертаючому моменту, що визначається різницею дотичних реакцій на колесах забігаючого і відстаючого бортів.

Застосовуючи уже вказаний вище принцип суперпозицій, визначимо кутове прискорення машини, що викликане дією моменту опору повороту. Момент опору створюється парою сил, хоча б одна з яких повинна бути більше граничної за зчепленням бічної реакції дороги на передній або задній осях

$$M_{on} = \begin{cases} R_{\delta_1 \max} \cdot L & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \\ R_{\delta_2 \max} \cdot L & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.48)$$

$$(5.49)$$

Кутове прискорення, що викликане дією моменту опору повороту, визначимо з урахуванням (5.31) і (5.32).



$$i_z=1.545 \text{ м}; b=a=L/2; L=2,9 \text{ м}; B=1.85 \text{ м}; r_k=0.9 \text{ м}; t_p=1 \text{ с}$$

Рисунок 5.4 – Залежність показників w_z і $(dw_z/dt)_{\max}$ від коефіцієнта зчеплення φ для машини, узятій як приклад

$$\frac{dw_z''}{dt} = \frac{M_{\text{conp}}}{I_{zc}} = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{2 \cdot i_z^2} \cdot \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.50)$$

$$\begin{cases} \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{2 \cdot i_z^2} \cdot \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.51)$$

Максимальне сумарне кутове прискорення машини

$$\left(\frac{dw_z}{dt} \right)_{\max} = \left(\frac{dw_z'}{dt} \right)_{\max} - \frac{dw_z''}{dt} = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot g}{B} \left[1 - \frac{B \cdot L}{2 \cdot i_z^2} \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right] & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.52)$$

$$\begin{cases} \frac{\varphi \cdot g}{B} \left[1 - \frac{B \cdot L}{2 \cdot i_z^2} \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right] & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.53)$$

Враховуючи функцію Φ (5.45), перетворимо (5.52) і (5.53) до вигляду

$$\left(\frac{dw_z}{dt}\right)_{\max} = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot g}{B} \left[1 - \frac{1}{2\Phi} \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right] & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.54)$$

$$\begin{cases} \frac{\varphi \cdot g}{B} \left[1 - \frac{1}{2\Phi} \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right] & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.55)$$

За дуже малий час $t_p > 0$ машина одержить кутову швидкість

$$w_{z_0} = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot g \cdot t_p}{B} \left[1 - \frac{1}{2\Phi} \left(\frac{b}{L} - 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right] & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.56)$$

$$\begin{cases} \frac{\varphi \cdot g \cdot t_p}{B} \left[1 - \frac{1}{2\Phi} \left(\frac{a}{L} + 0.5\varphi \cdot \frac{h}{L} \right) \right] & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.57)$$

Чим вище значення функції Φ , тим більші значення мають $\left(\frac{dw_z}{dt}\right)_{\max}$ і w_{z_0} . Згідно запропонованих нами раніше [37], [137] критеріїв, величина кутового прискорення машини в площині дороги $\left(\frac{dw_z}{dt}\right)_{\max}$ є критерієм керованості, а величина кутової швидкості – критерієм динамічної поворотливості.

При рішенні даної задачі для нас є важливим оцінити можливість входу в поворот, тобто одержати умови керованості. Ці умови представлені нерівностями (5.43), (5.44), а також (5.54) (5.55). Визначати радіус повороту машини в початковий момент часу не має сенсу, оскільки надалі він зменшуватиметься (збільшуватися) із зміною напрямку векторів швидкостей і реакцій опор. Визначення радіусів повороту машини вимагає подальшого дослідження. Якщо нехтувати перерозподілом вертикальних реакцій між передньою і задньою осями, то вирази (5.54), (5.51), (5.56), (5.57) можна спростити

$$\left(\frac{dw_z}{dt}\right)_{\max} = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot g}{B} \left[1 - \frac{b}{2\Phi L}\right] & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \\ \frac{\varphi \cdot g}{B} \left[1 - \frac{a}{2\Phi L}\right] & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi; \end{cases} \quad (5.58)$$

$$- \text{ при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi; \quad (5.59)$$

$$w_{z_0} = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot g \cdot t_p}{B} \left[1 - \frac{b}{2\Phi L}\right] & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \\ \frac{\varphi \cdot g \cdot t_p}{B} \left[1 - \frac{a}{2\Phi L}\right] & - \text{ при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.60)$$

$$- \text{ при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \quad (5.61)$$

Графіки залежностей (5.58), (5.59), (5.60), (5.61) приведені на рис. 5.4 для автомобіля, узятій як приклад. Оскільки $t_p=1$ с, то графіки $\left(\frac{dw_z}{dt}\right)_{\max}$ і w_{z_0} співпадають.

5.1.2. Створення різниці моментів, що крутять. Вхід в поворот може бути спровокований не тільки різницею лінійних швидкостей коліс різних бортів, але і створенням різниці дотичних реакцій на колесах забігаючого і відстаючого бортів (рис. 5.5).

Після входу в поворот, під дією повертаючого моменту і кутового прискорення з'явиться кутова швидкість повороту і різниця лінійних швидкостей коліс різних бортів. Але вхід в поворот буде спровокований створенням різниці дотичних реакцій на колесах різних бортів.

Рівняння руху машини у момент появи різниці дотичних реакцій на колесах різних бортів

$$\begin{cases} I_{zc} \frac{dw_z}{dt} = (R''_{k_1} - R'_{k_1} + R''_{k_2} - R'_{k_2}) \frac{B}{2} - R\delta_1 a - R\delta_2 b; \end{cases} \quad (5.62)$$

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = R''_{k_1} + R'_{k_1} + R''_{k_2} + R'_{k_2}; \end{cases} \quad (5.63)$$

$$\begin{cases} m\ddot{y}_c = 0. \end{cases} \quad (5.64)$$

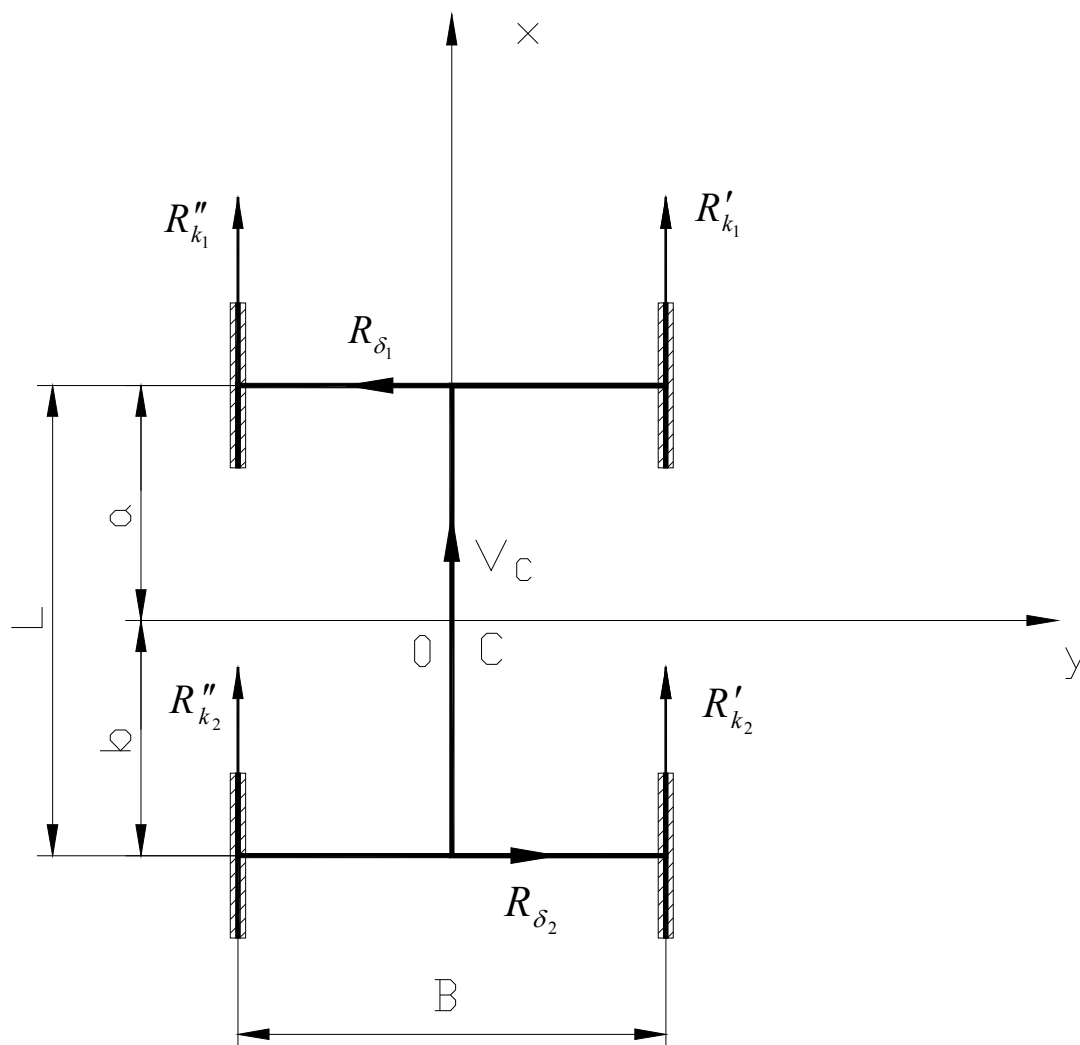


Рисунок 5.5 – Створення різниці дотичних реакцій на колесах різних бортів для входу в поворот

Бічні реакції на колесах передньої і задньої осей рівні між собою, тобто

$$R_{\delta_1} = R_{\delta_2} = R_{\delta_0}. \quad (5.65)$$

Останнє витікає з рівняння (5.64). При повороті бічне ковзання почнеться у тієї вісі, у якої гранична за зчепленням сумарна бічна реакція на колесах менше.

Різниця дотичних реакцій на колесах різних бортів простіше всього створювати наступними двома способами:

– відключенням від двигуна коліс відстаючого (внутрішнього) борту;

– відключенням від двигуна коліс відстаючого борту з подальшим їх загальмовуванням.

Найбільше значення повертаючого моменту в першому випадку досягнуте за реалізації на колесах забігаючого борту граничної за зчепленням сумарної дотичної реакції. В другому випадку це можливо, якщо на обох бортах машини будуть реалізовані граничні за зчепленням дотичні реакції, направлені в протилежні сторони.

Розглянемо перший випадок. За такого способу повороту

$$R'_{k_1} = -f \cdot R'_{z_1} = -0.5f \cdot R_{z_1}; \quad (5.66)$$

$$R''_{k_1} = \varphi \cdot R''_{z_1} = 0.5 \cdot \varphi \cdot R_{z_1}; \quad (5.67)$$

$$R'_{k_2} = -f \cdot R'_{z_2} = -0.5 \cdot f \cdot R_{z_2}; \quad (5.68)$$

$$R''_{k_2} = \varphi \cdot R''_{z_2} = 0.5 \cdot \varphi \cdot R_{z_2}; \quad (5.69)$$

$$R_{z_1} = mg \frac{b}{L} - m\ddot{x}_c \frac{h}{L}; \quad (5.70)$$

$$R_{z_2} = mg \frac{a}{L} + m\ddot{x}_c \frac{h}{L}; \quad (5.71)$$

$$R_{\delta_1 \max} = \sqrt{\varphi^2 (R'_{z_1})^2 - f^2 (R'_{z_1})^2} = 0.5R_{z_1} \sqrt{\varphi^2 - f^2}; \quad (5.72)$$

$$R_{\delta_2 \max} = 0.5R_{z_2} \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (5.73)$$

Підставляючи в рівняння (5.62) вирази (5.66)–(5.73), одержимо після перетворень

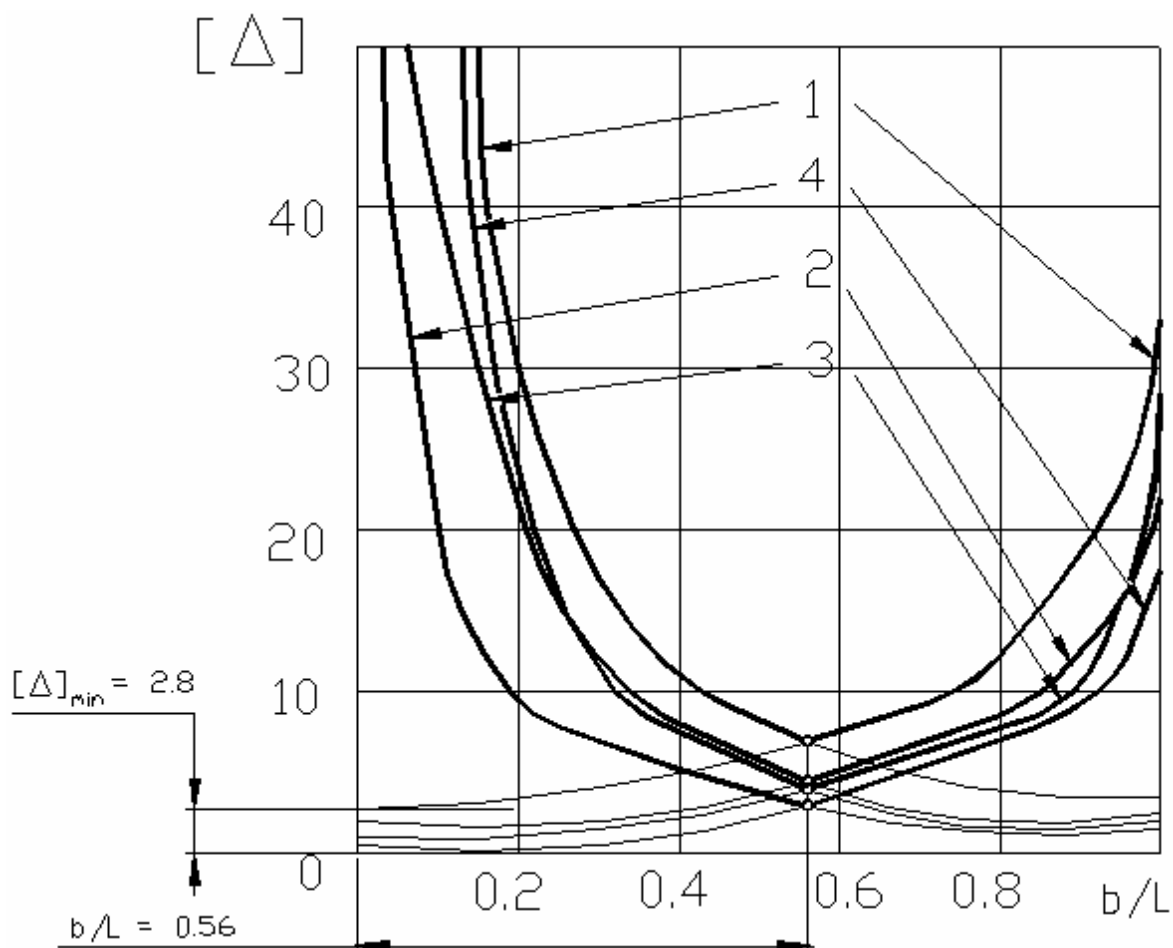
$$\frac{dw_z}{dt} = \left\{ \frac{gB}{2i_z^2} \left\{ 0.5(\varphi + f) - \frac{L}{B} \left[\frac{b}{L} - 0.5(\varphi - f) \frac{h}{L} \right] \sqrt{\varphi^2 - f^2} \right\} - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \right. \quad (5.74)$$

$$\left. \frac{gB}{2i_z^2} \left\{ 0.5(\varphi + f) - \frac{L}{B} \left[\frac{a}{L} + 0.5(\varphi - f) \frac{h}{L} \right] \sqrt{\varphi^2 - f^2} \right\} - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \right. \quad (5.75)$$

З рівнянь (5.74) і (5.75) видно, що $\frac{dw_z}{dt} > 0$ при виконанні наступних умов

$$\Delta = \frac{L}{B} < \begin{cases} \frac{\varphi + f}{\left[2\frac{b}{L} - (\varphi - f)\frac{h}{L} \right] \sqrt{\varphi^2 - f^2}} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \quad (5.76) \\ \frac{\varphi + f}{\left[2\frac{a}{L} + (\varphi - f)\frac{h}{L} \right] \sqrt{\varphi^2 - f^2}} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \quad (5.77) \end{cases}$$

Вирази в правих частинах нерівностей (5.76) і (5.77) є максимально допустимими величинами коефіцієнта бази $[\Delta]$. При розрахунку за формулами (5.76) і (5.77) для конкретних конструкцій машин необхідно враховувати більше з двох значень, одержаних за вказаними формулами. Використовуючи дані, наведені в табл. 1.2 для різних дорожніх покриттів, типів шляху і фону, на якому працюють сільськогосподарські трактори, побудовані графіки залежності максимально допустимого коефіцієнту бази від горизонтальної координати центру мас машини (рис. 5.6) при відключенні від двигуна в процесі входу в поворот коліс внутрішнього (відстаючого) борту. Область допустимих значень Δ знаходиться нижче найближче розташованої до осі абсцис кривої. З рис. 5.6 видно, що найгіршими з погляду максимально допустимого коефіцієнта бази є умови повороту на полі, підготовленому під посів і на сухій ґрунтовій дорозі, а якнайкращими – на асфальтобетонному шосе. Якнайменше значення $[\Delta]_{\min}$ ми маємо для будь-якого типу шляху за $b/L=0,56$. Значення $[\Delta]_{\min}$ для поля, підготовленого під посів складає 2,8. За $b/L<0,56$ першими почнуть ковзати в бік колеса передньої вісі, а за $b/L>0,56$ – задньої.



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

Рисунок 5.6 – Залежність максимально допустимого коефіцієнта бази від горизонтальної координати центру мас машини при $h/L=0,3$ (відстаючий борт відключений від двигуна)

Для поліпшення керованості (входу в поворот) можна не тільки відключати від двигуна колеса внутрішнього борту, а і загальмовувати їх. В цьому випадку, якщо замінити у виразах (5.74) і (5.75) величину f на φ , то в обох випадках ми одержимо

$$\left(\frac{dw'_z}{dt} \right)_{\max} = \frac{g\varphi B}{2i_z^2} = \frac{g\varphi B}{ab + B^2/6}. \quad (5.78)$$

Ковзати в бік, але в різні боки почнуть обидві вісі одночасно, оскільки момент опору повороту в цьому випадку рівняється нулю. Вираз (5.78) з урахуванням (5.45) набуде наступного вигляду

$$\left(\frac{dw_z}{dt} \right)_{\max} = \frac{6g\varphi}{\Phi L}. \quad (5.79)$$

На відміну від способу повороту за рахунок створення різниці лінійних швидкостей відстаючого і забігаючого бортів, в даному випадку зменшення функції Φ сприяє збільшенню і, отже – поліпшенню керованості. За раціонального співвідношенні колії B і горизонтальних координат центру мас машини, що визначаються залежністю (5.46), вираз (5.78) прийме вигляд

$$\left(\frac{dw_z}{dt} \right)_{\max} = \frac{3g\varphi}{B}. \quad (5.80)$$

Величина максимального кутового прискорення машини, що реалізується при виконанні умови (5.46) і визначається залежністю (5.80) є найбільшою зі всіх величин, які можна досягти за даного способу повороту.

Таким чином, нами розглянуто два варіанти входу в поворот з використанням динамічного способу. При цьому одержано різні показники керованості (кутові прискорення машини). Тому можна класифікувати ці варіанти динамічного способу повороту як швидкісний і силовий.

Швидкісний варіант може використовуватися тільки при вході в поворот. В сталій стадії повороту необхідно переходити на силовий варіант. Силовий варіант може використовуватися також при повороті на місці, тобто у разі $V_c=0$.

5.2 Коефіцієнт керованості автомобіля при повороті динамічним способом

5.2.1 При створенні різниці кутових швидкостей коліс забігаючого і відстаючого бортів. Максимальне значення динамічного повертаючого моменту визначається у відповідності із залежністю (5.27), а момент опору

$$M_{on} = \begin{cases} R_{\delta_{1\max}} \cdot L & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.81)$$

$$\begin{cases} R_{\delta_{2\max}} \cdot L & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.82)$$

Підставляючи вирази (5.31) і (5.32) в співвідношення (5.81) і (5.82), остаточно одержимо

$$M_{on} = \begin{cases} 0.5 \cdot \varphi \cdot (b - 0.5 \cdot \varphi \cdot h) \cdot m \cdot g & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.83)$$

$$\begin{cases} 0.5 \cdot \varphi \cdot (a + 0.5 \cdot \varphi \cdot h) \cdot m \cdot g & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.84)$$

Коефіцієнт керованості автомобіля в даному випадку

$$K_{кер} = \frac{(M_{пов}^D)_{\max}}{M_{on}}. \quad (5.85)$$

Підставляючи вирази (5.27), (5.83) і (5.84) в співвідношення (5.85), визначимо

$$K_{кер} = \begin{cases} \frac{i_z^2}{0.5 \cdot B \cdot (b - 0.5 \cdot \varphi \cdot h)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.86)$$

$$\begin{cases} \frac{i_z^2}{0.5 \cdot B \cdot (a + 0.5 \cdot \varphi \cdot h)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.87)$$

Використовуючи формулу (5.42), одержимо

$$K_{кер} = \begin{cases} \frac{a \cdot b + \frac{B^2}{6}}{B \cdot (b - 0.5 \cdot \varphi \cdot h)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.88)$$

$$\begin{cases} \frac{a \cdot b + \frac{B^2}{6}}{B \cdot (a + 0.5 \cdot \varphi \cdot h)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.89)$$

Враховуючи, що $a=L-b$, перетворимо вирази (5.88) і (5.89) з використанням відносних координат центру мас до наступного вигляду

$$K_{кер} = \begin{cases} \frac{\left(1 - \frac{b}{L}\right) \cdot \frac{b}{L} + \frac{B^2}{6 \cdot L^2}}{\frac{B}{L} \cdot \left(\frac{b}{L} - 0.5 \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}\right)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \end{cases} \quad (5.90)$$

$$\begin{cases} \frac{\left(1 - \frac{b}{L}\right) \cdot \frac{b}{L} + \frac{B^2}{6 \cdot L^2}}{\frac{B}{L} \cdot \left(1 - \frac{b}{L} + 0.5 \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}\right)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.91)$$

Враховуючи співвідношення, остаточно одержимо

$$K_{кер} = \begin{cases} \frac{\left(1 - \frac{b}{L}\right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \Delta^2 + \frac{1}{6}}{\Delta \cdot \left(\frac{b}{L} - 0.5 \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}\right)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \\ \frac{\left(1 - \frac{b}{L}\right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \Delta^2 + \frac{1}{6}}{\Delta \cdot \left(1 - \frac{b}{L} + 0.5 \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}\right)} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \end{cases} \quad (5.92)$$

$$(5.93)$$

На рис. 5.7 наведено графік залежності $K_{кер} = K_{кер}(\varphi)$ для двовісної автомобіля з параметрами: $b/L=0,5$; $h/L=0,25$; $\Delta=1,538$. Вказані геометричні параметри відповідають залежності (5.92). Аналіз графіка вказаної залежності показує, що за $\varphi > 0,1$ машина керована, тобто здібна до входу в поворот вказаним способом.

Визначимо вплив коефіцієнта бази Δ на величину коефіцієнта керованості $K_{кер}$. Екстремум функцій (5.92) і (5.93) знаходиться з умови рівності нулю першої похідної. З цієї умови знаходимо

$$\Delta_{K \min} = \frac{1}{\sqrt{6 \cdot \left(1 - \frac{b}{L}\right) \cdot \frac{b}{L}}}. \quad (5.94)$$

Друга похідна функцій (5.92) і (5.93) за Δ позитивна, що свідчить про знаходження мінімуму. На рис. 5.8 наведено графік залежності (5.94). Мінімум функції (5.94) досягається за $b/L=0,5$. Співвідношення геометричних параметрів двовісної автомобіля, ілюстроване графіком на рис. 5.8, відповідає якнайгіршим умовам керованості.

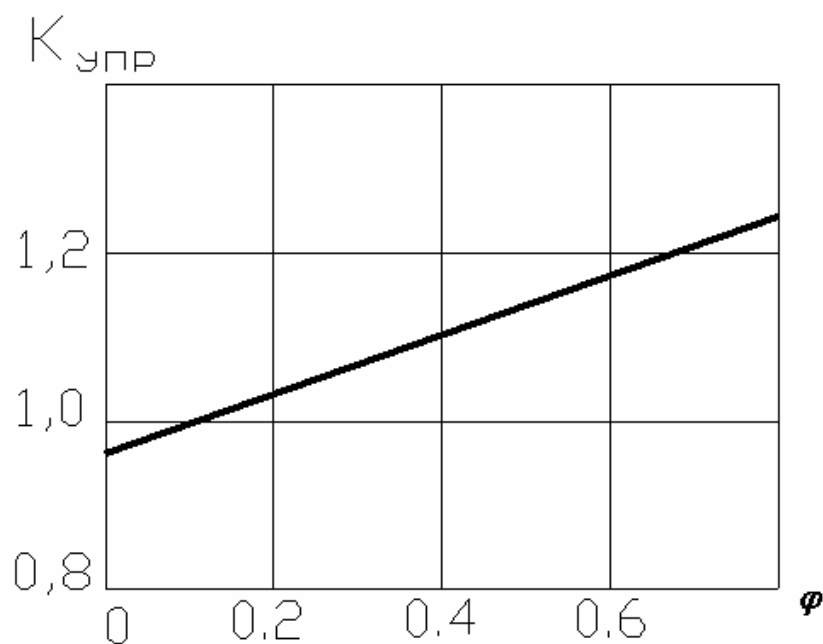


Рисунок 5.7 – Залежність $K_{упр}=K_{упр}(\varphi)$ для двовісної автомобіля з параметрами: $b/L=0,5$; $h/L=0,25$; $\Delta=1,538$

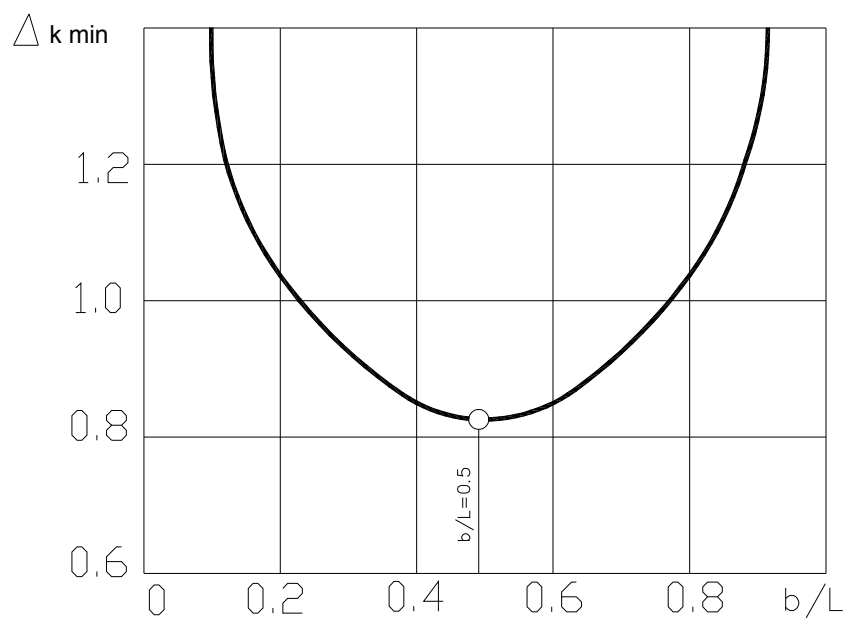


Рисунок 5.8 – Залежність $\Delta_{K \min}=F(b/L)$

5.2.2 При створенні різниці крутних моментів. З рівняння (5.62) визначимо повертаючий момент і момент опору

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R_{k_1}'' - R_{k_1}' + R_{k_2}'' - R_{k_2}'); \quad (5.95)$$

$$M_{он} = R_{\delta_1} \cdot a + R_{\delta_2} \cdot b. \quad (5.96)$$

Коефіцієнт керованості двовісної автомобіля в даному випадку знаходимо з урахуванням виразів (5.95), (5.96), (5.65) – (5.73)

$$K_{кер} = \begin{cases} \frac{\varphi + f}{\Delta \cdot \left(2 \cdot \frac{b}{L} - (\varphi - f) \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \leq \varphi; \quad (5.97) \\ \frac{\varphi + f}{\Delta \cdot \left(2 \cdot \frac{a}{L} + (\varphi - f) \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}} & - \text{при } \frac{b-a}{h} \geq \varphi. \quad (5.98) \end{cases}$$

Порівнюючи праві частини виразів (5.97), (5.98) і (5.76), (5.77) ми бачимо, що умовою можливості входу в поворот є виконання умови $K_{кер} > 1$. Таким чином, коефіцієнт керованості може використовуватися для оцінки можливості входу в поворот автомобіля з використанням динамічного способу.

5.3 Висновки за розділом 5

1. Одержані аналітичні залежності дозволяють оцінити здатність автомобіля з колісною формулою 4x4 і неповоротними колесами і жорсткою рамою входити в поворот. Для кількісної оцінки вказаної здатності доцільно використовувати коефіцієнт керованості.

2. Визначено, що динамічний спосіб здійснення повороту може бути реалізований наступними трьома варіантами:

– швидкісним;

- силовим;
- комбінованим.

При швидкісному способі поворот здійснюється шляхом розгону коліс зовнішнього борту машини, а при силовому способі – шляхом збільшення моментів (дотичних реакцій), що крутять, на колесах зовнішнього борту.

Збільшення дотичних реакцій (тягових сил) на колесах зовнішнього борту можна здійснити, наприклад, збільшуючи передавальне відношення приводу до ведучих колесах забігаючого борту, але при цьому швидкісна характеристика двигуна повинна забезпечити рух машини із заданою величиною ΔV . Інакше на колесах забігаючого борту виникнуть гальмівні моменти, що погіршують поворотливість машини. Щоб уникнути цього доцільно відключати від двигуна колеса внутрішнього борту і загальмовувати їх.

3. При проектуванні автомобілів з неповоротними колесами і жорсткою рамою необхідно обмежувати максимальне значення коефіцієнта бази (рівний відношенню бази машини до її колії). Максимально допустиме значення вказаного коефіцієнта можна визначити, використовуючи одержані залежності (5.76) і (5.77).

4. Якнайменші значення максимально допустимого коефіцієнта бази машини з неповоротними колесами має 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 $b/L=0,56$.

Результати дослідження опубліковано в [1], [6], [16].

РОЗДІЛ 6

СПОСОБИ ПОЛПШЕННЯ СТІЙКОСТІ І КЕРОВАНOSTІ АВТОМОБІЛІВ

6.1 Динамічна стабілізація курсового кута автомобіля при заносі шляхом повороту керованих коліс

Динамічна стабілізація курсового кута автомобіля при заносі шляхом повороту керованих коліс у бік заносу використовується водіями і автогонщиками [85]. В даний час, в конструкціях автомобілів все більш широко використовуються різні мехатронні системи, що забезпечують автоматичне керування агрегатами і системами вказаних машин. Тому, визначення аналітичних залежностей, що пов'язують між собою необхідний кут повороту керованих коліс, геометричні параметри автомобіля, його лінійну і кутову швидкості в процесі заносу необхідне для синтезу алгоритмів функціонування системи динамічної стабілізації.

Динамічній стабілізації курсового кута автомобіля при гальмуванні присвячені роботи [256], [257], [258], [138]. У вказаних роботах проведено дослідження способів динамічної стабілізації курсового кута автомобілів за рахунок розгальмовування одного або двох коліс задньої вісі при гальмуванні. Динамічна стабілізація курсового кута автомобіля в тяговому режимі руху шляхом загальмовування одного із задніх коліс розглянута в роботі [257]. Про динамічну стабілізацію автомобіля шляхом повороту керованих коліс у бік заносу згадується в роботі [85]. Проте в цій роботі не визначені залежності, що пов'язують необхідний кут повороту керованих коліс з геометричними параметрами автомобіля, характеристиками дорожніх умов, кутовою і лінійною швидкостями автомобіля.

6.1.1. Диференціальні рівняння руху при занесенні в процесі гальмування. На рис. 6.1 наведені схема сил і кінематичні параметри автомобіля при гальмуванні і повороті керованих коліс у бік заносу. При гальмуванні занос виникає при заблокованих задніх колесах (на рис. 6.1 – заштриховані) і незаблокованих передніх колесах.

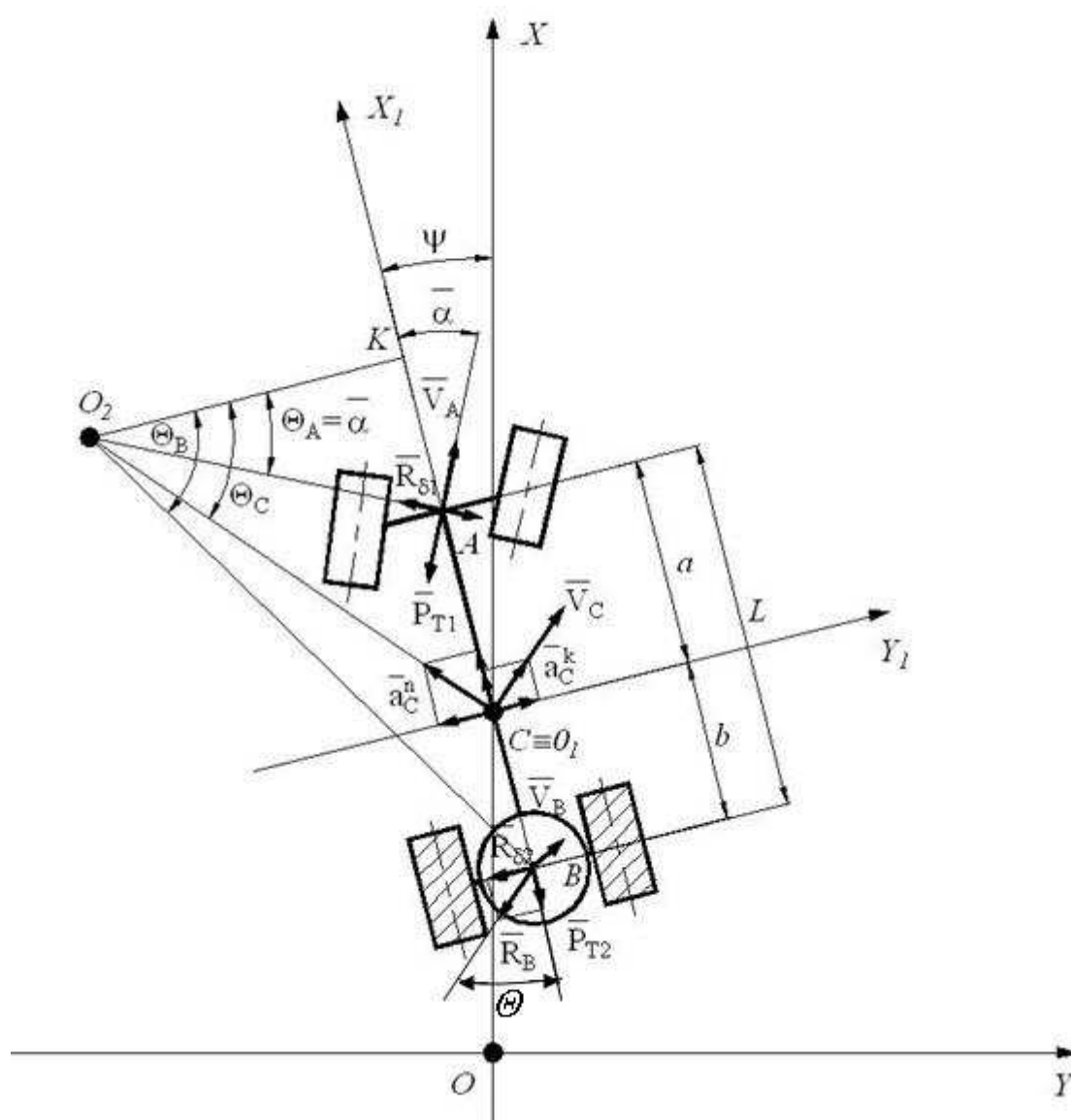


Рисунок 6.1 – Схема сил, що діють на автомобіль в процесі заносу при гальмуванні і повороті керованих коліс у бік заносу

Система диференціальних рівнянь, що описують плоскопаралельний рух автомобіля при заносі (див. рис. 6.1), має наступний вигляд

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_l}{dt^2} &= -P_{T_l} \cdot \cos \bar{\alpha} + R_{\delta_l} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_B \cdot \cos \Theta_B; \end{aligned} \right. \quad (6.1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 y_l}{dt^2} &= -P_{T_l} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_{\delta_l} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_B \cdot \sin \Theta_B; \end{aligned} \right. \quad (6.2)$$

$$\left\{ \begin{aligned} I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= R_{\delta_l} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha} + P_{T_l} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} - R_B \cdot b \cdot \sin \Theta_B, \end{aligned} \right. \quad (6.3)$$

де P_{T_l} – гальмівна сила на передній осі, Н;

R_B – сумарна реакція в площині дороги на колесах задньої осі, Н;

Θ_B – кут між напрямками сумарної реакції R_B і подовжньою віссю автомобіля.

Сумарна дотична реакція в площині дороги на задній вісі

$$R_B = \varphi \cdot R_{z_2}. \quad (6.4)$$

Максимальне значення бічної реакції дороги на колесах передньої вісі

$$R_{\delta_{l\max}} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_l}^2 - P_{T_l}^2}, \quad (6.5)$$

Компоненти прискорення автомобіля уздовж осей $O_l X_l$ і $O_l Y_l$ можна визначити як

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 x_l}{dt^2} &= a_c^n \cdot \sin \Theta_C + a_c^k \cdot \cos \Theta_C; \end{aligned} \right. \quad (6.6)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 y_l}{dt^2} &= a_c^k \cdot \sin \Theta_C - a_c^n \cdot \cos \Theta_C, \end{aligned} \right. \quad (6.7)$$

де a_c^n, a_c^k – нормальна і дотична компоненти прискорення центру мас автомобіля;

Θ_C – кут між напрямом вектора $\overline{a_c^n}$ і віссю $O_l Y_l$.

З рис. 6.1 визначимо

$$\operatorname{tg} \Theta_B = \frac{L}{a} \cdot \operatorname{tg} \Theta_C - \frac{b}{a} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}. \quad (6.8)$$

З рівняння (6.8) знаходимо

$$\operatorname{tg} \Theta_C = \frac{a}{L} \cdot \operatorname{tg} \Theta_B + \frac{b}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}. \quad (6.9)$$

Лінійну швидкість автомобіля уздовж осі $O_l X_l$ можна визначити як

$$V_{X_l} = \omega_z \cdot (\overline{O_2 K}), \quad (6.10)$$

де ω_z – кутова швидкість автомобіля в площині дороги.

Звідки визначимо

$$(\overline{O_2 K}) = \frac{V_{X_l}}{\omega_z}. \quad (6.11)$$

За допомогою рис. 6.1 одержимо співвідношення

$$\operatorname{tg} \Theta_C = \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \frac{a}{(\overline{O_2 K})}. \quad (6.12)$$

Підставляючи (6.11) в (6.12), одержимо

$$\operatorname{tg} \Theta_C = \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \frac{a \cdot \omega_z}{V_{X_l}}. \quad (6.13)$$

Підставляючи (6.13) в (6.8), отримаємо

$$tg\Theta_B = tg\bar{\alpha} + L \cdot \frac{\omega_z}{V_{X_l}}. \quad (6.14)$$

Нормальна і дотична компоненти прискорення центру мас автомобіля

$$a_c^n = \frac{\omega_z \cdot V_{X_l}}{\cos \Theta_C}; \quad (6.15)$$

$$a_c^k = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_l}}{\omega_z \cdot \cos \Theta_C}. \quad (6.16)$$

Після підстановки рівнянь (6.15) і (6.16) в систему рівнянь (6.6) і (6.7) одержимо з урахуванням (6.13)

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 x_l}{dt^2} &= a \cdot \omega_z^2 + \omega_z \cdot V_{X_l} \cdot tg\bar{\alpha} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_l}}{\omega_z}; \end{aligned} \right. \quad (6.17)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 y_l}{dt^2} &= a \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_l}}{\omega_z} \cdot tg\bar{\alpha} - \omega_z \cdot V_{X_l}. \end{aligned} \right. \quad (6.18)$$

Система рівнянь (6.1)–(6.3) з урахуванням (6.17) і (6.18), прийме наступний вигляд

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \left(a \cdot \omega_z^2 + \omega_z \cdot V_{X_l} \cdot tg\bar{\alpha} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_l}}{\omega_z} \right) &= -P_{T_l} \cdot \cos \bar{\alpha} + R_{\delta_l} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_B \cdot \cos \Theta_B; \quad (6.19) \\ m_a \cdot \left(a \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_l}}{\omega_z} \cdot tg\bar{\alpha} - \omega_z \cdot V_{X_l} \right) &= -P_{T_l} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_{\delta_l} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_B \cdot \sin \Theta_B; \quad (6.20) \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= a \cdot (R_{\delta_l} \cdot \cos \bar{\alpha} + P_{T_l} \cdot \sin \bar{\alpha}) - b \cdot R_B \cdot \sin \Theta_B. \quad (6.21) \end{aligned} \right.$$

Вирішуючи спільно рівняння (6.20) і (6.21), визначимо

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X_I} - L \cdot \frac{R_B}{m_a} \cdot \left(\frac{\omega_z}{V_{X_I}} \cdot L + tg\bar{\alpha} \right)}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X_I}}{\omega_z} \cdot tg\bar{\alpha}}, \quad (6.22)$$

де i_z – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі

$$i_z = \sqrt{\frac{I_{zc}}{m_a}}. \quad (6.23)$$

При виведенні рівняння (6.22) допускалося, що $\sin \Theta_B \approx tg \Theta_B$.

6.1.2. Аналіз диференціального рівняння кутового переміщення автомобіля при гальмуванні. З рівняння (6.22) визначимо умову отримання

$\frac{d\omega_z}{dt} < 0$. Це можливо у випадку

$$tg\bar{\alpha} > \omega_z \cdot \left(\frac{a}{L} \cdot \frac{m_a}{R_B} \cdot V_{X_I} - \frac{L}{V_{X_I}} \right). \quad (6.24)$$

З виразу (6.24) видно, що тангенс середнього кута повороту керованих коліс пропорційний кутовій швидкості ω_z , з якою відбувається занос автомобіля. Величина $tg\bar{\alpha} \leq 0$ за виконання умови

$$\frac{a}{L} \cdot \frac{m_a}{R_B} \cdot V_{X_I} - \frac{L}{V_{X_I}} \leq 0. \quad (6.25)$$

Звідки визначимо, з урахуванням співвідношення (6.4), діапазон стійкості значень лінійної швидкості V_{x_l} , за якої забезпечується стійкість руху автомобіля

$$V_{x_l} \leq L \cdot \sqrt{\frac{\varphi \cdot R_{z2}}{a \cdot m_a}}. \quad (6.26)$$

При виконанні умови (6.26) необхідність в динамічній стабілізації курсового кута відсутня, оскільки рух автомобіля із заблокованими задніми колесами стійкий.

Вертикальна реакція R_{z2} на колесах задньої вісі автомобіля при гальмуванні визначається як

$$R_{z2} = m_a \cdot \left(g \cdot \frac{a}{L} - \frac{d^2 x_l}{dt^2} \cdot \frac{h}{L} \right), \quad (6.27)$$

де h – висота центру мас автомобіля, м.

Підставляючи рівняння (6.17) в (6.27), одержимо

$$R_{z2} = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{a}{L} - \frac{\omega_z \cdot V_{x_l}}{g} \cdot \frac{h}{L} \cdot \overline{tg \alpha} - a \cdot \frac{\omega_z^2}{g} \cdot \frac{h}{L} - \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{x_l}}{g \cdot \omega_z} \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (6.28)$$

Рівняння (6.22) з урахуванням (6.4) і (6.28) після перетворень прийме вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_z}{dt} = & \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{x_l} - \left[1 - \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{V_{x_l}^2} \cdot \left(1 - h \cdot \frac{\omega_z^2}{g} \right) \right]}{a^2 + i_z^2 - \varphi \cdot h \cdot L + \frac{V_{x_l}}{\omega_z} \cdot (a - \varphi \cdot h) \cdot tg \bar{\alpha}} - \\ & - \frac{a \cdot \varphi \cdot g \cdot \left[1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \right] \cdot tg \bar{\alpha} + \varphi \cdot h \cdot \omega_z \cdot V_{x_l} \cdot tg^2 \bar{\alpha}}{a^2 + i_z^2 - \varphi \cdot h \cdot L + \frac{V_{x_l}}{\omega_z} \cdot (a - \varphi \cdot h) \cdot tg \bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (6.29)$$

При повороті керованих коліс автомобіля у бік заносу, умовою гасінням останнього є умова

$$\frac{d\omega_z}{dt} \leq 0. \quad (6.30)$$

З рівняння (6.29) визначимо виконання умови (6.30)

$$tg^2 \bar{\alpha} - \frac{a}{h} \cdot \frac{g}{\omega_z \cdot V_{x_l}} \cdot \left[1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \right] \cdot tg \bar{\alpha} + \frac{a}{\varphi \cdot h} \cdot \left[1 - \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{V_{x_l}^2} \cdot \left(1 - h \cdot \frac{\omega_z^2}{g} \right) \right] \leq 0. \quad (6.31)$$

Вирішуючи нерівність (6.31) з урахуванням кореня, що має фізичний сенс, одержимо

$$\begin{aligned} tg \bar{\alpha} \geq & \frac{a}{2 \cdot h} \cdot \frac{g}{\omega_z \cdot V_{x_l}} \cdot \left[1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \right] \times \\ & \times \left\{ 1 - \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{\omega_z^2 \cdot V_{x_l}^2}{\varphi^2 \cdot g^2} \cdot \frac{1 - \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{V_{x_l}^2} \cdot \left(1 - h \cdot \frac{\omega_z^2}{g} \right)}{\left[1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \right]^2}} \right\}. \end{aligned} \quad (6.32)$$

Якщо розкласти вираз під квадратним коренем в біноміальний ряд і обмежитися двома першими членами, то нерівність (6.32) спроститься і набуде вигляду

$$\overline{\text{tg}\alpha} \geq \frac{\omega_z}{V_{x_l}} \cdot \frac{\frac{V_{x_l}^2}{\varphi \cdot g} - L \cdot \left(1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2\right)}{1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a}\right)}. \quad (6.33)$$

Розрахунки, що виконані за формулами (6.32) і (6.33) для ряду моделей легкових і вантажних автомобілів показали, що використання спрощеної формули (6.33) у порівнянні з більш точною (6.32) дає похибку не більше 10–15 %, що допустимо. Для виконання практичних задач можливо використовувати спрощену залежність (6.33).

Залежності (6.32) і (6.33) визначають величину середнього кута $\overline{\alpha}$, на який необхідно повернути керовані колеса у бік заносу, щоб погасити останній при кутовій швидкості ω_z . Цей кут рівняється нулю (див. вирази (6.32) і (6.33)) при

$$V_{x_l} \leq \sqrt{\varphi \cdot g \cdot L \cdot \left(1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2\right)}. \quad (6.34)$$

Вираз (6.34) визначає діапазон лінійних швидкостей руху, за яких стабілізація курсового кута автомобіля буде забезпечена без повороту керованих коліс у бік заносу.

З виразів (6.31), (6.33) видно, що при

$$1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a}\right) \leq 0. \quad (6.35)$$

занос погасити не вдасться поворотом керованих коліс у бік заносу.

З виразу (6.35) визначимо величину критичної кутової швидкості заносу, при перевищенні якої не можна погасити занос шляхом повороту керованих коліс у бік заносу.

$$\omega_{z_{кр}} = \sqrt{\frac{g}{h \cdot \left(1 + \frac{L}{a}\right)}}. \quad (6.36)$$

Для розробки системи автоматичної динамічної стабілізації курсового кута автомобіля за рахунок повороту керованих коліс у бік заносу необхідно за величиною кутової швидкості автомобіля ω_z регулювати кутову швидкість повороту керованих коліс $\frac{d\bar{\alpha}}{dt}$.

Вказаний взаємозв'язок можна визначити при диференціюванні за часом лівої і правої частин нерівності (6.33). При перетвореннях, проведених при диференціюванні, враховувалося, що $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$ (умова гасіння заносу).

В результаті одержимо

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \frac{\omega_z \cdot \frac{dV_{x_l}}{dt} \cdot \cos^2 \bar{\alpha}}{\varphi \cdot \left[g - h \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a}\right) \right]} \cdot \left[1 + \frac{\frac{\varphi \cdot g \cdot L}{V_{x_l}^2} \cdot \left(1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2\right)}{1 - \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \cdot \left(1 + \frac{L}{a}\right)} \right]. \quad (6.37)$$

З виразу (6.37) видно, що при $\omega_z = 0$; $\frac{dV_{x_l}}{dt} = 0$ величина $\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = 0$. Із збільшенням $\bar{\alpha}$ відбувається зменшення необхідної швидкості повороту керованих коліс.

6.1.3. Диференціальні рівняння руху автомобіля при заносі в тяговому режимі. На рис. 6.2 наведена схема сил, що діють на автомобіль в процесі заносу при русі в тяговому режимі. В тяговому режимі занос небезпечний для задньопривідного автомобіля при буксуванні ведучих коліс. На рис. 6.3 наведені картини лінійних швидкостей і схема сил, що пояснює механізм утворення дотичної реакції на ведучих буксуючих колесах в площині дороги при заносі задньої вісі.

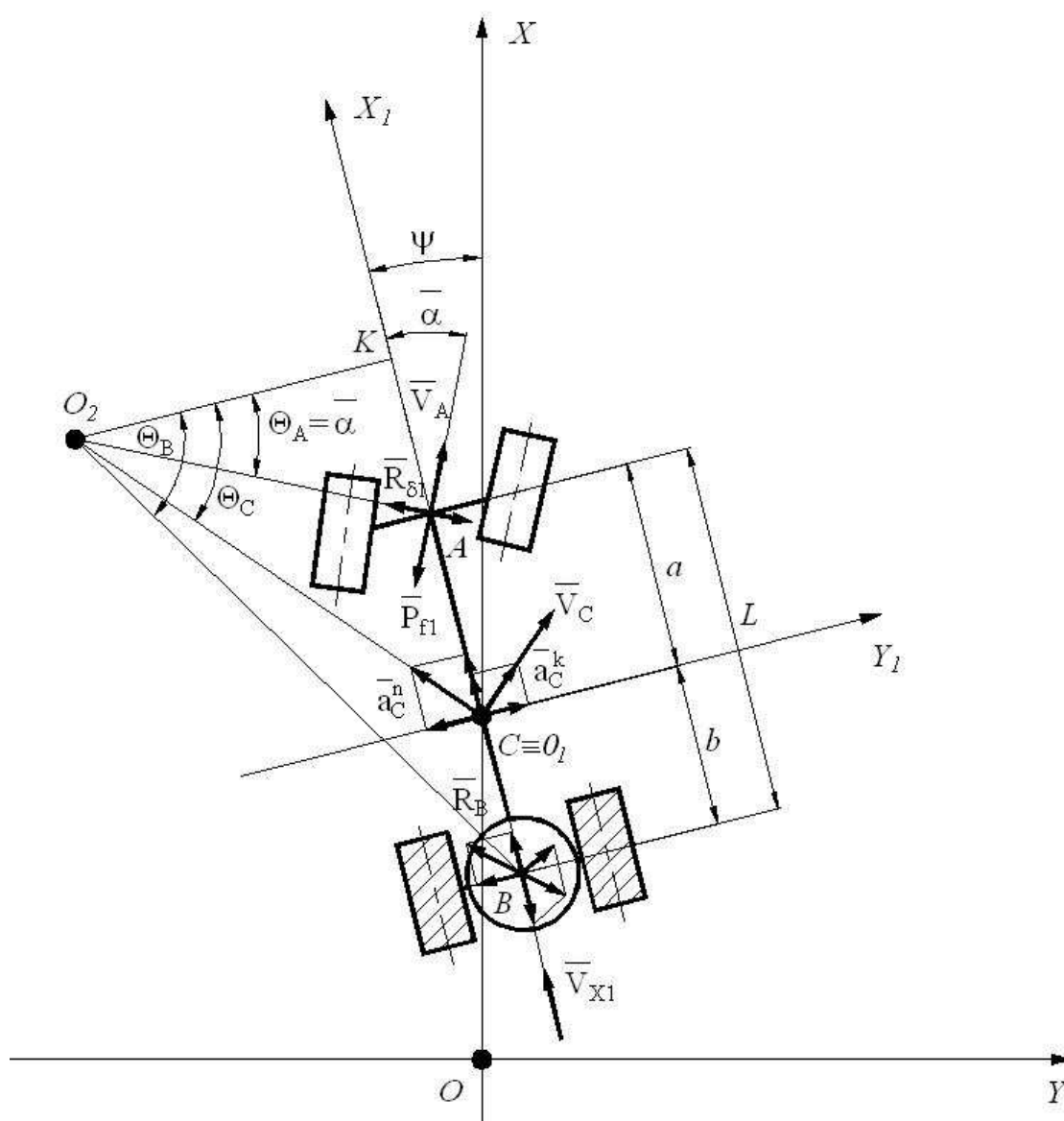


Рисунок 6.2 – Схема сил, що діють на автомобіль в процесі заносу в тяговому режимі руху при повороті керованих коліс у бік заносу

$\bar{V}_{B/O_2}$ – лінійна швидкість точки B щодо миттєвого центру повороту O_2
(див. рис. 6.2)

$$V_{B/O_2} = \frac{V_{X1}}{\cos \Theta_B}; \quad (6.40)$$

S_x – відносне буксування ведучих коліс

$$S_x = \frac{V_{\text{букс}}}{V_{\text{окр}}} = \frac{V_{\text{окр}} - V_{X1}}{V_{\text{окр}}} = 1 - \frac{V_{X1}}{V_{\text{окр}}}. \quad (6.41)$$

Кут між напрямом вектору $\bar{R}_B$ і віссю $O_l Y_l$

$$\text{tg} \gamma = \frac{V_{\text{букс}} + V_{X1}}{V_{By1}}, \quad (6.42)$$

де $\bar{V}_{By1}$ – компонента вектору швидкості $\bar{V}_B$ направлений уздовж вісі $O_l Y_l$.

$$V_{By1} = V_{X1} \cdot \text{tg} \Theta_B. \quad (6.43)$$

З виразів (6.39) і (6.41) визначимо

$$V_{\text{букс}} = V_{X1} \cdot \frac{S_x}{1 - S_x}. \quad (6.44)$$

Швидкість відносного просковзування в контактi ведучих коліс з дорогою, направлена уздовж вісі $O_l X_l$

$$V_{x1} + V_{\text{букс}} = V_{x1} \cdot \frac{1}{1 - S_x}. \quad (6.45)$$

Підставляючи рівняння (6.43) і (6.45) в (6.42), одержимо

$$\text{tg}\gamma = \frac{\text{ctg}\Theta_B}{1 - S_x}. \quad (6.46)$$

Система диференціальних рівнянь, що описують рух автомобіля в даному випадку, має наступний вигляд

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_l}{dt^2} &= -P_{f_l} \cdot \cos \bar{\alpha} + R_{\delta_l} \cdot \sin \bar{\alpha} + R_B \cdot \sin \gamma; \end{aligned} \right. \quad (6.47)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 y_l}{dt^2} &= -P_{f_l} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_{\delta_l} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_B \cdot \cos \gamma; \end{aligned} \right. \quad (6.48)$$

$$\left\{ \begin{aligned} I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} &= R_{\delta_l} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha} + P_{f_l} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} - R_B \cdot b \cdot \cos \gamma, \end{aligned} \right. \quad (6.49)$$

де P_{f_l} – сила опору коченню ведених передніх коліс.

З урахуванням виразів (6.17) і (6.18) рівняння (6.48) і (6.49) набудуть вигляду

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \left(a \cdot \omega_z^2 + \omega_z \cdot V_{x_l} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{x_l}}{\omega_z} \right) &= -P_{f_l} \cdot \cos \bar{\alpha} + R_{\delta_l} \cdot \sin \bar{\alpha} + R_B \cdot \sin \gamma; \end{aligned} \right. \quad (6.50)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \left(a \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{x_l}}{\omega_z} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} - \omega_z \cdot V_{x_l} \right) &= -P_{f_l} \cdot \sin \bar{\alpha} - R_{\delta_l} \cdot \cos \bar{\alpha} - R_B \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \right. \quad (6.51)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (6.49) і (6.51), визначимо кутове прискорення автомобіля

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X_I} - L \cdot \frac{R_B}{m_a} \cdot \cos \gamma}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X_I}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}. \quad (6.52)$$

Сумарна дотична реакція в площині дороги на колесах задньої вісі в тяговому режимі руху

$$R_B = m_a \cdot \varphi \cdot \left(g \cdot \frac{a}{L} + \frac{d^2 x_I}{dt^2} \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (6.53)$$

Підставляючи вираз (6.17) в рівняння (6.53) одержимо

$$R_B = m_a \cdot \varphi \cdot \left(g \cdot \frac{a}{L} + a \cdot \omega_z^2 \cdot \frac{h}{L} + \omega_z \cdot V_{X_I} \cdot \frac{h}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_I}}{\omega_z} \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (6.54)$$

Після підстановки (6.54) в (6.52) остаточно одержимо

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X_I} - \left(\varphi \cdot g \cdot a + a \cdot \omega_z^2 \cdot \varphi \cdot h + \varphi \cdot h \cdot \omega_z \cdot V_{X_I} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) \cdot \cos \gamma}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X_I}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \varphi \cdot h \cdot \frac{V_{X_I}}{\omega_z} \cdot \cos \gamma}. \quad (6.55)$$

6.1.4 Аналіз диференціального рівняння кутового переміщення автомобіля при заносі в тяговому режимі руху. Припинення заносу можливе при $\frac{d\omega_z}{dt} \leq 0$.

З рівняння (6.55) визначимо умову отримання $\frac{d\omega_z}{dt} \leq 0$. Це можливо у випадку, якщо чисельник дробу буде менше або рівнятися нулю, тобто

$$a \cdot \omega_z \cdot V_{x_l} - \left(\varphi \cdot g \cdot a + a \cdot \omega_z^2 \cdot \varphi \cdot h + \varphi \cdot h \cdot \omega_z \cdot V_{x_l} \cdot tg \bar{\alpha} \right) \cdot \cos \gamma \leq 0. \quad (6.56)$$

Звідси визначимо область значень $tg \bar{\alpha}$

$$tg \bar{\alpha} \geq \frac{a}{\varphi \cdot h} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} - \frac{a \cdot g}{h \cdot \omega_z \cdot V_{x_l}} - a \cdot \frac{\omega_z}{V_{x_l}}. \quad (6.57)$$

У виразі (6.57) (див. співвідношення (6.46))

$$\frac{1}{\cos \gamma} = \sqrt{1 + ctg^2 \Theta_B \cdot \frac{1}{(1 - S_x)^2}}. \quad (6.58)$$

Остаточно одержимо, з урахуванням (6.58) і (6.14)

$$tg \bar{\alpha} \geq \frac{a}{\varphi \cdot h} \cdot \left[\sqrt{1 + \frac{1}{\left(\frac{(1 - S_x)^2}{\left(tg \bar{\alpha} - L \cdot \frac{\omega_z}{V_{x_l}} \right)^2} \right)}} - \frac{\varphi \cdot g}{\omega_z \cdot V_{x_l}} \cdot \left(1 + \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \right) \right]. \quad (6.59)$$

У виразі (6.59) підкорінний вираз можна прийняти рівним одиниці. Це рівноцінно допущенню про те, що $\gamma = 0$ ($\cos \gamma = 1$).

З урахуванням указанного допущення вираз (6.59) прийме набуде вигляду

$$tg \bar{\alpha} \geq \frac{a}{\varphi \cdot h} \cdot \left[1 - \frac{\varphi \cdot g}{\omega_z \cdot V_{x_l}} \cdot \left(1 + \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \right) \right]. \quad (6.60)$$

Рух стійкий і необхідність в повороті керованих коліс у бік заносу відсутній за від'ємного значення правої частини нерівності (6.60). Це можливо у випадку

$$V_{X_l} \leq \frac{\varphi \cdot g}{\omega_z} \cdot \left(1 + \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2 \right). \quad (6.61)$$

Необхідну кутову швидкість повороту керованих коліс знаходимо, диференціюючи ліву і праву частини нерівності (6.60) враховуючи, що $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq \frac{a}{h} \cdot g \cdot \frac{dV_{X_l}}{dt} \cdot \frac{1 + \frac{h}{g} \cdot \omega_z^2}{\omega_z \cdot V_{X_l}^2} \cdot \cos^2 \bar{\alpha}. \quad (6.62)$$

Вираз (6.62) показує, що за $\frac{dV_{X_l}}{dt} = 0$ величина $\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq 0$. Цікавим є визначення величини $\frac{d\bar{\alpha}}{dt}$ при $\omega_z = 0$. Для цього вираз (6.56) перетворимо до вигляду

$$tg \bar{\alpha} \geq \frac{\frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X_l}}{\cos \gamma} - \varphi \cdot g \cdot a - a \cdot \omega_z^2 \cdot \varphi \cdot h}{\varphi \cdot h \cdot \omega_z \cdot V_{X_l}}. \quad (6.63)$$

Допускаючи, що $\cos \gamma \approx 1$ і, використовуючи правило Лопіталя для знаходження межі, визначимо

$$\lim_{\omega_z \rightarrow 0} (tg \bar{\alpha}) = \frac{a}{\varphi \cdot h}. \quad (6.64)$$

Таким чином, одержані аналітичні вирази дозволяють синтезувати алгоритм керування системою динамічної стабілізації курсового кута автомобіля у тяговому і гальмівному режимах руху шляхом повороту керованих коліс у бік заносу.

6.2 Поліпшення поворотливості автомобіля використанням комбінованого способу повороту

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 $\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < 0\right)$.

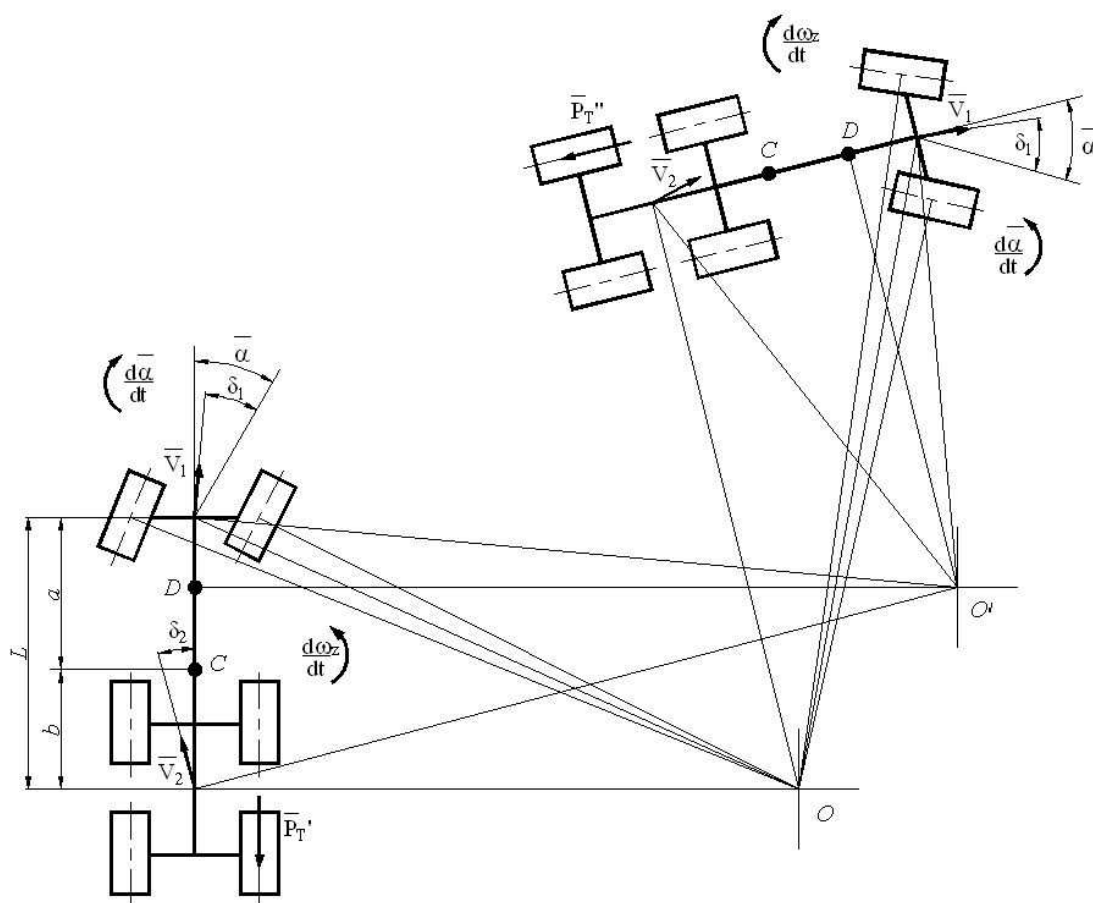


Рисунок 6.4 – Вхід в поворот і вихід з повороту тривісного автомобіля, що володіє недостатньою поворотливістю

Уникнути указанного явища, що погіршує керуваність автомобіля і безпеку руху, можна шляхом застосування комбінованого способу керування. Алгоритм роботи системи, що покращує поворотливість машини 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 балансирного візка при виході з повороту $\left(\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < 0\right)$. На рис. 6.4 це показано силами $\bar{P}'_{T_2}$ і $\bar{P}''_{T_2}$, що прикладаються, відповідно, при вході в поворот і виході з нього.

Кутове прискорення, що виникає на перехідних режимах повороту визначається з рівняння (2.216). Знак цього рівняння визначається знаком $\frac{d}{dt}(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)$. При справедливості нерівності (2.217) виникає ефект погіршення керованості автомобіля.

Для компенсації вказаного ефекту необхідно створювати додатковий повертаючий момент M_{don} , направлений в протилежну кутовому прискоренню $\frac{d\omega_z}{dt}$ сторону

$$M_{don} = P_{T_2}^{\delta} \cdot \frac{B}{2} = -I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = -m \cdot i_z^2 \cdot \frac{d\omega_z}{dt}, \quad (6.65)$$

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

$$P_{T_2}^{\delta} = \frac{M_T^{\delta}}{r_{\partial}}; \quad (6.66)$$

M_T^{δ} – гальмівний момент на відповідних колесах, Нм.

Підставляючи вираз (6.66) в (6.65), визначимо з урахуванням (2.216) величину гальмівного моменту, необхідного для компенсації кутового прискорення, що виникає

$$M_T^{\delta} = - \frac{2 \cdot m \cdot V_0 \cdot \frac{i_z^2}{B \cdot L} \cdot r_{\partial}}{\sqrt{\left[1 + \frac{i_z^2}{L^2} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)^2\right]^3}} \times \frac{d}{dt}(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1). \quad (6.67)$$

З виразу (6.67) видно, що величина гальмівного моменту, що компенсує шкідливе кутове прискорення прямопропорційна масі автомобіля, лінійній швидкості руху і величині $\frac{d}{dt}(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)$. Залежність гальмівного моменту від середнього кута повороту керованих коліс $\bar{\alpha}$, кутів δ_2 і δ_1 , передньої і задньої осей автомобіля, а також їх похідних, є складнішою, що затрудняє реалізацію вказаного способу керування.

6.3 Висновки за розділом 6

1. Одержані залежності дозволяють визначити необхідні кути повороту і кутові швидкості передніх керованих коліс при стабілізації курсового кута шляхом повороту останніх у бік заносу при русі автомобіля в тяговому і гальмівному режимах.

2. Визначений діапазон стійких лінійних швидкостей автомобіля, в якому немає необхідності повертати керовані колеса у бік заносу.

3. 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 автомобіля шляхом повороту керованих коліс у бік заносу неможливо.

4. При рівномірному русі автомобіля в тяговому режимі динамічна стабілізація курсового кута поворотом коліс у бік заносу не потрібна, оскільки рух стійкий. В тяговому режимі руху динамічна стабілізація, що здійснюється шляхом повороту керованих коліс у бік заносу, необхідно використовувати тільки при розгоні автомобіля.

5. Запропонований спосіб керування поворотом дозволяє поліпшити керованість автомобіля з недостатньою поворотливістю на

перехідних режимах повороту за рахунок загальмовування коліс внутрішнього або зовнішнього бортів.

Результати дослідження опубліковано в [20], [26], [31].

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:

- у два рази зменшити мінімальний радіус повороту автомобіля;
- збільшити в два рази 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.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

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*. 2007. Вип. 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*. 2008. Вип. 69. С. 381–387.
11. Бобошко А. А. Влияние закона управления поворотом управляемых колес в одну сторону на траекторию движения автомобиля «крабом». *Вісник НТУ «ХПІ». 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*. 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*. 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*. 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*. 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 «ХПІ». 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*. 2008. № 217. С. 5–15.
20. Динамическая стабилизация курсового угла автомобиля при заносе путем поворота управляемых колес / Бобошко А. А. и др. *Ученые записки КИПУ. Технические науки*. 2008. Вып. 16. С. 61–64.
21. Количественная оценка поворачиваемости автомобилей / Бобошко А. А. и др. *Ученые записки КИПУ. 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 ХНАДУ*. 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.
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 «крабом». *«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-дорожнього 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.*
 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.
 32. Акопян Р. А., Макаров В. В. К оценке устойчивости движения автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1976. № 3. С. 23–25.
 33. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. М. : Машиностроение, 1989. 280 с.
 34. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М. : Машиностроение, 1973. 216 с.
 35. Артемьев А. Н. Управляемость и устойчивость движения автомобиля. М. : Московский автомобильно-дорожный институт, 1982. 41 с.

36. Артемьев Н.П. Определение критериев устойчивости движения и управляемости шарнирно-сочлененных тракторов. *Сборник научных трудов ХГТУСХ «Тракторная энергетика в сельском хозяйстве». Серия тракторостроение.* 1999. С. 194–198.
37. Бобошко А.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02. Харьк. нац. автом. дорожн. ун-т. Харьков, 2002. 19 с.
38. Брюханов А. Б. Исследование и выбор оценок для расчетного анализа управляемости автомобиля: автореф. дисс... канд. техн. наук. Моск. автомеханический. ин-т. М., 1976. 24 с.
39. Будагян А.С. К вопросу о критериальной оценке управляемости по запасу недостаточной поворачиваемости. *Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов. Сб. научн. трудов МАДИ.* 1988. С. 49–52.
40. Вербицкий В.Г., Лобас Л.Г. Устойчивость прямолинейного движения плоской и пространственной моделей колесного экипажа. *Прикладная механика.* 1981. № 5. С. 117–122.
41. Выгонный А. Г., Титович А. И., Ведерчик А. В. К вопросу управляемости автопоезда большой грузоподъемности при прямолинейном движении. *Автомобильная промышленность.* 1977. № 10. С. 21–23.
42. Гинцбург Л.Л. К вопросу об оценке управляемости автомобилей при прямолинейном движении. *Автомобильная промышленность.* 1966. № 8. С. 15–18.
43. Гинцбург Л. Л. Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории. *Автомобильная промышленность.* 1977. № 9. С. 27–31.
44. Влияние различных видов горизонтальных возмущений на курсовое движение автомобиля / Гольдин Г.В. и др. *Устойчивость управляемого движения. Труды МАДИ: Сб. науч. трудов.* 1971. С. 22–33.

45. Гинцбург Л. Л., Носенков М. А. К вопросу об оптимальном времени реакции автомобиля на управление. *Труды НАМИ: Сб. науч. трудов*. 1971. Вып. 129. С. 3–9.
46. Гуськов А. В. Устойчивость движения транспортного агрегата на базе мобильного энергетического средства в процессе торможения : автореф. дисс... канд. техн. наук. Белорус. гос. политех. акад. Минск, 1993. 21 с.
47. Добрин А.С., Гришкевич А.И. Экспериментальное исследование движения автомобиля по заданной траектории. *Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей: Сб. науч. трудов НАМИ*. 1968. Вып. 2. С. 27–39.
48. Завьялова Л.И. Повышение устойчивости движения многоосного автомобиля засчет рационального выбора числа колесных осей и схемы рулевого управления : автореф. дис... канд. техн. наук. Нац. трансп. ун-т. – К., 1977. 27 с.
49. Загороднов М. І. Покращення показників маневреності і стійкості руху шарнірно зчленованих автобусів : автореф. дис... канд. техн. наук. Нац. трансп. ун-т. К. : 2005. 20 с.
50. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. М. : Транспорт, 1986. 136 с.
51. Клементьев С. В. Пути повышения устойчивости автомобиля : Дис... канд. техн. наук : 05.05.03. Волгоград, 1982. 220 с.
52. Клычков П. Д. О кинематике поворота автомобиля в стесненных дорожных условиях. *Автомобильная промышленность*. 1979. № 4. С. 19–21.
53. Литвинов А.С. Особенности неустановившегося поворота автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1960. № 6. С. 1–7.
54. Литвинов А. С., Немцов Ю. М., Волков В. С. Некоторые вопросы динамики неустановившегося поворота автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1978. № 3. С. 20–22.

55. Исследование управляемости и устойчивости трехосных автомобилей с различными приводами при круговом движении / Литвинов А. С. и др., *Автомобильная промышленность*. 1980. № 9. С. 16–19.
56. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М. : Машиностроение, 1971. 416 с.
57. Лобас Л.Г. Анализ развития и современного состояния динамики колесных машин. *Прикладная механика*. 1972. № 5. С. 3–12.
58. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. К. : Наукова думка. 1990. 232 с.
59. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей. К. : Наукова думка. 1986. 232 с.
60. Лобас Л.Г. О возмущенных траекториях колесных экипажей. *Прикладная механика*. 1985. № 9. С. 91–95.
61. Лобас Л.Г. Управляемость, стабилизируемость и наблюдаемость движения колесных экипажей. *Прикладная механика*. 1987. № 4. С. 93–98.
62. Лобас Л. Г., Мартынюк А. А., Никитина Н. В. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин. К. : Техника, 1981. 223 с.
63. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. К теории устойчивости колесных экипажей. *Прикладная механика*. 1983. № 19. С. 102–109.
64. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Механизм потери и сохранения устойчивости прямолинейного движения колесных экипажей. *Прикладная механика*. 1983. № 8. С. 102–107.
65. Лысов М.И. Методика оценки маневренности автомобиля на повороте. *Автомобильная промышленность*. 1961. № 8. С. 31–33.
66. Маркенбах Ю.Л. Исследование управляемости и устойчивости автомобиля на прямолинейных участках пути : Автореф. дис... канд. техн. наук. МАДИ, 1962. 23 с.
67. Маркенбах Ю.Л., Добрин А.С., Черейский Е.Е. Исследование устойчивости и управляемости автомобиля при прямолинейном и круговом движениях.

- Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей.* 1971. Вып. 4. С. 18–33.
68. Маркенбах Ю.Л., Черейский Е.Е. Экспериментальное исследование устойчивости автомобиля, управляемого водителем, при прямолинейном движении. *Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей.* 1969. Вып. 3. С. 26–38.
 69. Мартынюк А. А., Лобас Л. Г., Никитина Н. В. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин. К. : Техника, 1981. 223 с.
 70. Машкин И.Г. Теория устойчивости движения. М. : Наука, 1966. 530 с.
 71. Межов А. Е. Устойчивость релейной системы стабилизации прямолинейного движения автомобиля. М., 1988. 12 с.
 72. Метелицин И.И. Устойчивость движения автомобиля. *Украинский математический журнал.* 1953. т. 5. № 1. С. 80–92.
 73. Михайлов В.Г. О влиянии запаздывания поперечной реакции шины на устойчивость и управляемость автомобиля. *Известия вузов. Машиностроение.* 1967. № 3. С. 99–104.
 74. К методике исследования и оценке управляемости автомобиля / Морозов Б.И. и др. *Автомобильная промышленность.* 1971. № 11. С. 12–14.
 75. Носенков М. А. Взаимосвязь управляемости грузового автомобиля типа 4х2 с характеристиками его устойчивости и управляемости. Труды НАМИ: Сб. науч. работ, вып. 1971. № 129. С. 21–27.
 76. Носенков М. А. О безопасном повороте автомобиля. *Автомобильная промышленность.* 1980. № 9. С. 19–20.
 77. Носенков М. А., Бахмутский М. М., Торно В. М. Влияние чувствительности автомобиля к повороту руля на управляемость и устойчивость движения. *Автомобильная промышленность.* 1980. № 4. С. 24–26.
 78. Носенков М. А., Гинцбург Л. Л. Метод комплексного исследования управляемости и устойчивости автомобиля. *Автомобильная промышленность.* 1976. № 3. С. 30–31.

79. К вопросу о нормировании реакций автомобиля на поворот руля / Носенков М. А. и др. *Автомобильная промышленность*. 1979. № 3. С. 18–19.
80. Носенков М. А., Бахмутский М.М., Гинцбург Л.А. Управляемость и устойчивость автомобилей. М. : Машиностроение, 1981. 47 с.
81. Островцев А. Н., Суровечин Ю. В. Исследование поворотливости автомобилей большой грузоподъемности. *Автомобильная промышленность*. 1972. № 10. С. 13–14.
82. Павленко В.В. Исследование влияния некоторых тракторов на управляемость автомобиля большой грузоподъемности : Автореф. дисс... канд. техн. наук. М. : МАМИ, 1978. 24 с.
83. Павлов В. А. Выбор параметров рулевой трапеции. *Автомобильная промышленность*. 1980. № 2. С. 14–16.
84. Палкович Л. Устойчивость и управляемость автомобиля со всеми поворотными колесами. *Прикладная механика*. 1991. 27. № 6. С. 110–115.
85. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. М. : Машгиз, 1947. 156 с.
86. Петрушов В. А. Особенности поворота колесных самоходов типа 4×4 с неповоротными колесами. М. : НАМИ, 1959. 56 с.
87. Подригало М. А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: Дисс... д-ра техн. наук: 05.05.03; – Защищена 25.11.94; Затв. 09.06.95. Х., 1993. 397 с.; іл. Бібліогр.: С. 375–397.
88. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
89. Стельмашук В.В. Поліпшення показників керованості та стійкості приланкових автопоїздів: Автореф. дис... канд. техн. наук. Нац. трансп. ун-т. К.: 2005. 18 с.
90. Степанов А. И. Улучшение устойчивости движения многоосных автомобилей с управляемыми колесами. *Автомобильная промышленность*. 1993. № 1. С. 14 – 15.

91. Степанов Ю. А. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на параметры поворота полноприводного автомобиля // *Автомобильная промышленность*. 1975. № 5. С. 17 – 21.
92. Тракторы. Теория / Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., Бочаров Н.Ф., Ксенович И.П., Солонский А.С. М. : Машиностроение, 1988. 376 с.
93. Управляемость и устойчивость автомобиля. *Сб. статей. Перевод с англ.* М. : Машгиз, 1963. 267 с.
94. Фаробин Я. Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов. М.: Машгиз, 1962. 163 с.
95. Фрумкин А. К., Немцов Ю. М., Сыро Т. В. О зависимости реакций автомобиля от параметров рулевого управления. *Автомобильная промышленность*. 1975. № 6. С. 6 – 9.
96. Hinds Y. Development of Venicles for Directional Stability. Motor Industry Ressearch Ussociation. Road vehicle Handling Couference Proceedings., London, 1983, 05 p. 113–118.
97. Ronitz Rolf, Braess Hans – Hermann, Zomotor Adam, Verfehren und Kriterien zur Bewertungdes Fahrverhaltens von Personen– Kraftwagen. Stand und Problematik. Teil I. “Automob.–Ind”., 1977, 22, № 1, 29–34, 37–39.
98. Бахмутский М. М., Шарапов В.К. Количественная оценка влияния передаточного числа механизма поворота прицепа на курсовую устойчивость автопоезда. *Труды НАМИ: Сб. науч. трудов*. 1971. Вып. 129. С. 43–47.
99. Бахмутский М. М., Гинцбург Л. П. Зависимость управляемости автопоезда от передаточного числа механизма поворота прицепа. *Труды НАМИ: Сб. науч. трудов*. 1971. Вып. 129. С. 36–42.
100. Бахмутский М. М. Реакции автопоезда на управление при различных передаточных числах механизма поворота прицепа. *Труды НАМИ: Сб. науч. трудов*. 1971. Вып. 129. С. 28–35.

101. Вакуліч А. В. Вибір та обґрунтування кінематичних параметрів керуючого колісного модуля двохланцюгового автопоїзда за критеріями стійкості руху: автореф. дисс.. канд. техн. наук. Україн. трансп. ун т. К., 1997. 24 с.
102. Гродко Л. Н., Левин Н. Е. Определение критической скорости автопоезда с одноосными прицепами. *Автомобильная промышленность*. 1976. № 10. С. 25–26.
103. Гродко Л. Н., Ечеистов Ю. А., Левин Н. Е. Некоторые критерии устойчивости автопоезда. *Автомобильная промышленность*. 1977. № 2. С. 21–22.
104. Влияние микрорельефа дорог и параметров седельного автопоезда на его устойчивость против боковых заносов / Кадошко Л. И. и др., *Автомобильная промышленность*. 1976. № 5. С. 17–18.
105. Крестьянполь О. А. Маневреність та стійкість руху автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа : Автореф. дисс. канд. техн. наук. Укр. трансп. ун-т. К., 1999. 16 с.
106. Лысов А. М. Вопросы кинематики и динамики поворота тягача с прицепом. М. : ОНТИ–НАТИ. 1959. 35 с.
107. Маланин В. В., Юрлов А. Г. К вопросу о поперечной устойчивости полуприцепов на повороте. *Автомобильная промышленность*. 1975. № 8. С. 19–20.
108. Сахно В. П., Поляков В. М. Устойчивость автопоезда как системы при торможении. *Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр.* Вып. 21. К. : Техніка. 1984. С. 86 – 89.
109. Сахно В. П., Барилович Е. Л. Развитие конструкций приводов управления автопоездов. *Проблемы эксплуатации и ремонта автомобильных транспортных средств*: Международная научно – техническая конференция. Севастополь, 24–27 сентября 1997 г. Севастополь; СевГТУ, 1997. С. 3 – 4.

110. Тарнопольская Т. И. Курсовая устойчивость трехзвенного автопоезда. *Труды XIV научной конференции молодых ученых. Институт механики АН УССР*. К., 1989. Рус. Деп. в ВИНТИ № 5166 – В19.
111. Фаробин Я. Е. Статическая поворотливость прицепов–тяжеловозов // *Автомобильная промышленность*. 1973. № 7. С. 18 – 19.
112. D. A. Crolla, R. S. Sharrp. Stability and steering response problems of trucks tolling trailers Motor Industry Research Association. Road Vehicle Handling Conference Proceedings. London, 1983, 24–26 May, p. 201–210.
113. The effects of steering system rigidity on vehicle vornering characteristics in power – assisted steering system. Nozaki Hiromichi “YSAE Rev”, 1985, № 16, 84–89 (англ.)
114. Steady–state steering response of an articulated vehicle with a multi–axle forced steering dolly. Ell – Gindy M., Wong I. Y. “SAE Techn. Par. Ser. ”, 1985, № 850537, 14 pp. ill. (англ.).
115. Гинцбург Л. Л., Трикоз А. А. Испытания шарнирно сочлененной машины на курсовую устойчивость. *Труды НАМИ: Сб. науч. Трудов*. 1971. Вып. 129. С. 48–55.
116. Дорошенко Н. А. Обоснование и разработка методов выбора параметров трактора типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах : автореф. дисс... канд. техн. наук. Харьк. автом. дорож. ин-т. Харьков, 1990. 26 с.
117. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / Под ред. М. А. Подригало. Харьков: Изд–во ХНАДУ, 2003. 403 с.
118. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Под ред. М. А. Подригало. Харьков: Изд–во ХНАДУ, 2003. 614 с.
119. Котляров В. В. Исследование поворота сельскохозяйственного тракторного агрегата : автореф. дисс. канд. техн. наук. Челябинский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. Челябинск, 1953. 16 с.

120. Лубяной Н.Н. Исследование управляемости колесных тракторов: Автореф. дисс... канд. техн. наук. Моск. ин-т инж. сельхоз. произв. М. : МИИСХ. 1984. 16 с.
121. Самадшвили А.Г. Повышение устойчивости курсового движения горных машино–тракторных агрегатов путем коррекции параметров агрегирования: Автореф. дисс... канд. техн. наук. Белорус. политехн. ин-т. Минск, 1987 21 с.
122. Хухуни Т. В. Исследование некоторых вопросов устойчивости колесных самоходов на склоне: Автореф. дисс... канд. техн. наук. АН Грузинской ССР. Тбилиси, 1964. 15 с.
123. Якубович О. А. Техничко–эксплуатационные свойства колесного трактора класса 1,4 в режиме выполнения сельскохозяйственных процессов с боковым наклоном: Автореф. дисс... канд. техн. наук. Белорус. гос. политех. акад. Минск, 1994. 23 с.
124. Kylong Uk Kim, Gerald E. Rehrugler. Review of Tractor Dynamics and Stability. American Society of Agricultural Engineers, 1987, Vol. 30(3): May–June, 1987, p. 615–622.
125. Liansuo Xie and Paul W. Claar // Iowa State Unit Agricultural Enggng. Dept. Simulation of Agricultural Tractor – Trailer System Stability. SAE Prepr. № 851530, 1985, 14 pp. (англ.).
126. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск : Западно-Сибирское книжное издательство, 1973. 224 с.
127. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. М. : Транспорт, 1978. 152 с.
128. Совершенствование тормозной системы интегрального трактора ЛТЗ-155. / Дурманов А.С. и др. *Тракторы и сельхозмашины*. 1990. № 12. С. 6–8.
129. Балабин И. В., Кнороз А. В. О влиянии дисбаланса на колебания управляемых колес и нагруженность деталей рулевого привода автомобилей с неразрезной передней осью. *Автомобильная промышленность*. 1975. № 10. С. 16–18.

130. Вендель В.С. Исследование нагруженности рулевого привода грузовых автомобилей. *Труды НАМИ*. 1971. Вып. 129. С. 67–73.
131. Голомидов А. М., Стешенко В. П., Шаталов В. И. Исследование влияния некоторых конструктивных параметров на устойчивость автомобиля. *Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов*. 1977. Вып. 14. С. 43–45.
132. Мусарский Р. А., Фуфаев Н. А. Влияние крепления заднего моста на устойчивость движения автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1981. № 6. С. 18–19.
133. Постнова В. И. Устойчивость автомобиля со смещенным центром масс. *Автомобильные перевозки, организация и безопасность движения: Сб. научн. трудов МАДИ*. М., 1981. С.51 – 53.
134. Солтус А. П., Малов С. С. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. *Автомобильная промышленность*. 1978. № 11. С. 18 – 20.
135. Солтус А. П., Рубцов В. А., Марков О. Д. Влияние колес неуправляемых колес на дополнительные нагрузки в рулевом управлении. *Автомобильная промышленность*. 1977. № 1. С. 23 – 24.
136. Акопян Р. А., Макаров В. В. К вопросу оценки влияния конструктивных параметров подвески на устойчивость движения автобусов. *Автомобильная промышленность*. 1977. № 2. С. 25–28.
137. Акопян Р. А., Макаров В. В. Исследование влияния некоторых колебательных параметров пневматической подвески управляемых колес автобусов с различными направляющими устройствами на устойчивость движения. *Унификация, надежность и долговечность конструкций автобусов и троллейбусов: Сб. науч. работ «Труды ГСКБ по автобусам»*. 1971. С. 64–77.
138. Гинцбург Л. Л., Носенков М. А. Исследование влияния некоторых характеристик легкового автомобиля типа 4×2 на его управляемость. *Труды НАМИ: Сб. науч. Трудов*. 1971. Вып. 129. С.10–20.

139. Голомидов А. М. Влияние угловой жесткости подвески и стабилизатора поперечной устойчивости на поворачиваемость автомобиля. *Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов.* 1972. Вып. 9. С. 124–127.
140. Гречко Л. П., Перегон В. А., Коротенко В. Б. Влияние гидроусилителя рулевого управления на устойчивость движения управляемых колес. *Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов.* 1977. Вып. 14. С. 54–56.
141. Литвинов А. С., Немцов Ю. М., Тимофеев С. А. Исследование кинематики рулевого управления с учетом кинематики передней подвески. *Автомобильная промышленность.* 1980. № 1. С. 11–13.
142. Носенков М. А., Златовратский О. Д., Торно В. М. Выбор конструктивной схемы и угловой жесткости подвески легкового автомобиля по показателям курсовой устойчивости. *Автомобильная промышленность.* 1981. № 1. С. 10–13.
143. Ребедайло В. Н. Исследование влияния развала и схождения управляемых колес автомобиля на устойчивость их движения: Автореф. дисс... канд. техн. наук. Харьк. автомоб.-дорож. ин-т. Х., 1972. – 20 с.
144. Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда. М. : Транспорт, 1982. 264 с.
145. Bundorf R. Thomas. The influence of vehicle design parameters on characteristic speed and under steer. SAE Preprints, s.a., № 670078, 10 pp.
146. Юрченко А. Н. Исследование влияния угловых и линейных смещений моментов автомобиля на устойчивость его движения: Автореф. дисс... канд. техн. наук. Харьк. автомоб.-дорож. ин-т. Харьков, 1972. 28 с.
147. Bundorf R. Thomas. The influence of vehicle design parameters on characteristic speed and under steer. SAE Preprints, s.a., № 670078, 10 pp., ill.
148. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. 343 с.
149. Шариков В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2004. 592 с.
150. Коденко М. Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов. Х. : Вища школа, 1983. 127 с.

151. Скотников В. А., Машинский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
152. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М.: Сельхозиздат, 1962. 312 с.
153. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М. : Машиностроение, 1970. 176 с.
154. Основы теории автомобиля и трактора / Иларионов В. А. и др. М. : Высшая школа, 1977. 245 с.
155. А.с. № 1784513. СССР. Гидравлическая система управления транспортным средством. Бюл. № 48.
156. А.с. № 1474015 СССР. Устройство для управления движением транспортного средства.. Бюл. № 15.
157. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Дубовик Д.А. Регулирование мощности в двигателе, как средство управления динамикой колесных машин. *Автомобильная промышленность*. 2004. № 1. С. 13–16.
158. Гольдин Г.В., Додонов Б.М., Хачатуров А.А. Роль подвески и рулевого управления при анализе устойчивости движения автомобиля на дороге с реальным микропрофилем. *Труды МАДИ: Сб. науч. трудов*. 1969. С. 22–27.
159. Литвинов А. С., Фиттерман Б. М., Немцов Ю. М. О возможности улучшения управляемости легковых автомобилей сочетанием конструктивных факторов. *Автомобильная промышленность*. 1976. № 4. С. 13–17.
160. Антонов Д. А. Об углах поворота управляемых колес многоосных автомобилей. *Автомобильная промышленность*. 1966. № 2. С. 18–21.
161. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М. : Машиностроение, 1984. 164 с.
162. Добрин А.С., Дульцев В.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории. *Известия высших учебных заведений. Серия Машиностроение*. 1971. № 6. С. 118–125.

163. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом : Автореф. дис... канд. техн. наук. Киев. автом. дорожн. ин-т, К., 1978. 21 с.
164. Сахно В.П., Завьялова Л.И., Барилова Е.Л. Оценка влияния схем рулевого управления на устойчивость прямолинейного движения многоосного автомобиля. *Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів : Зб. наук. праць Західного наукового центру Транспортної академії України*. Львів, 1998. Том 5. С. 152 – 153.
165. Тарнопольская Т. И. Пути повышения устойчивости и маневренности многозвенных автопоездов: Автореф. дис канд. техн. наук. Киев автом. дорожн.ин–т. К., 1992. 24 с.
166. Фаробин Я. Е., Петровский В. Г. Оценка влияния конструктивных параметров на эксплуатационно–технические качества многоосных автомобилей. *Автомобильная промышленность*. 1973. № 1. С. 29 – 32.
167. Аксенов П. В. Некоторые особенности автомобиля с задней управляемой осью. *Автомобильная промышленность*. 1972. № 8. С. 19–21.
168. Фаробин Я. Е. Методика расчета углов поворота управляемых колес полуприцепа автопоезда. *Автомобильная промышленность*. 1972. № 11. С. 7 – 8.
169. Аксенов П.В., Ширяев П.П. Об управляемости активных полуприцепов. *Автомобильная промышленность*. 1963. № 11. С. 16–18.
170. Андреев А.С., Павлов В.А. Кинематический анализ криволинейного движения многозвенного прицепного автопоезда. *Автомобильная промышленность*. 1960. № 3. С. 8–10.
171. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Яковлев Е.И. Аналитический расчет коридора движения автопоезда при прямолинейном движении. *Труды МАДИ*. 1973. Вып. 68. С. 110–114.
172. Атаев С.С., Кулик Б.Ф. К вопросу улучшения кинематики поворота длиннобазных полуприцепов для перевозки железобетонных конструкций. *Автомобильная промышленность*. 1966. № 6. С. 29–32.

173. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда. М. : Транспорт, 1970. 57 с.
174. Коэффициент сопротивления стабилизаторов самоустанавливающихся колес автопоездов / Выгонный А. Г., и др. *Автомобильная промышленность*. 1984. № 8. С. 17–19.
175. Влияние самоустанавливающихся колес полуприцепа на ширину коридора и боковую нагруженность шин автопоезда / Высоцкий М. С. и др. *Автомобильная промышленность*. 1983. № 12. С. 13–14.
176. Динамика длиннобазных автопоездов / М.С. Высоцкий и др. Минск : Наука и техника, 1987. 199 с.
177. Додонов Б.М., Ильичев А.В. Алгоритм исследований на ЭВМ криволинейного курсового движения полуприцепа. *Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда*. 1961. С. 92–99.
178. Ермилов С.С., Колпаков А.П. Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа. *Автомобильная промышленность*. 1964. № 9. С. 28–32.
179. Закин Я.Х. Методы анализа маневренных свойств автопоездов. М. : Автотрансиздат, 1961. 42 с.
180. Закин Я.Х. Основы теории движения транспортных и специализированных автомобильных поездов : автореф. дис... д-ра техн. наук. Ленинград, 1960. 43 с.
181. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. М. : Транспорт, 1967. 225 с.
182. Зисман Л.М., Гинцбург Л.Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах. *Автомобильная промышленность*. 1973. № 10. С. 15–16.
183. Зыков В.К. К постановке задачи управления движением автопоездом. *Управление и информация*. 1974. Вып. 2. С. 95–103.
184. Зыков В.К. Об одном алгоритме координации управления звеньями автопоезда. *Управление и информация*. 1974. Вып. 2. С. 104–107.

185. Универсальные модели для исследования кинематики и устойчивости движения автопоездов / Колпаков А.П. и др. *Автомобильная промышленность*. 1969. № 2. С. 10–11.
186. Колпаков А.П. Об угловом передаточном числе управляемых полуприцепов. *Автомобильная промышленность*. 1977. № 1. С. 29–31.
187. Колпаков А.П. К вопросу расчета привода управления колесами полуприцепа. *Автомобильная промышленность*. 1966. № 11. С. 23–26.
188. Колпаков А.П. Проектирование и расчет гидромеханического привода управления колесами полуприцепа. *Автомобильная промышленность*. 1968. № 1. С. 22–26.
189. Колпаков А.П. Влияние управляемых колес полуприцепа на работу привода к ведущим колесам. *Автомобильная промышленность*. 1964. № 12. С. 16–19.
190. Колпаков А.П. Движение управляемого полуприцепа на переходных режимах поворота. *Автомобильная промышленность*. 1972. № 7. С. 21–23.
191. Крестьянполь Е.А. К определению устойчивости полуприцепа с самоустанавливающейся осью. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Зб. наук. праць*. 1998. С. 21–26.
192. Крышень Н.И. О требованиях к рулевым приводам управляемых колес полуприцепов. *Автомобильная промышленность*. 1968. № 6. С. 29–31.
193. Кулик Б.Ф. Оптимальное передаточное отношение привода управления поворотом длиннобазных полуприцепов. *Автомобильная промышленность*. 1970. № 10. С. 21–23.
194. Лахно В.П., Лахно Р.П. Автомобильные лесовозные поезда. М. : Гослесбумиздат, 1962. 177 с.
195. Марголин И.И. Криволинейное движение автопоезда. *Автомобильная промышленность*. 1972. №2. С. 21–23.

196. Приходько В.И. Методика расчета крестообразной сцепки автопоезда при криволинейном движении. *Автомобильная промышленность*. 1978. № 6. С. 23 – 24.
197. Самойленко С.А. Методика оценки устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. *Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств: Сб. научн. тр. МАДИ*. М.: 1982. С. 24 – 29.
198. Сахно В.П. Исследование кинематики поворота многозвенного автомобильного поезда. *Завдання та хід розвитку автобусобудування України в сучасних умовах: Зб. наук. праць III міжнародної конференції*. Львів, 10–11 листопада 1994 р. Львів, 1994. С. 71 – 72.
199. Сахно В.П., Боднарук В.Б., Крестьянполь Е.А. К определению показателей маневренности автопоезда с самоустанавливающейся осью полуприцепа. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Зб. наук. праць*. К.: УТУ, ТАУ, 1998. С. 45 – 50.
200. Сахно В.П., Крестьянполь О.А. Визначення показників поворотності автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Зб. наук. праць*. К.: УТУ, ТАУ, 1999. С. 6 – 10.
201. Сигал Я.Е. К теории поворота автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена. *Автомобильная промышленность*. 1974. № 10. С. 23 – 25.
202. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов и др. М.: Машиностроение, 1993. 224 с.
203. Фаробин Я. Е., Самойленко О. А. Трехзвенные автомобильные поезда. М.: НИИАвтопром, 1983. 48 с.

204. Фаробин Я. Е., Будягин А. С., Самойленко Ю. А. Особенности оценки управляемости трехзвенных автопоездов. *Известия вузов. Машиностроение*. 1989. № 5. С. 77 – 81.
205. Фаробин Я. Е. Магистральные автопоезда. М. : Транспорт, 1995. 232 с.
206. Фаробин Я. Е., Щупляков В. С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. М. : Транспорт, 1983. 200 с.
207. Цейтлин Г. Д., Корчеленый Л. В., Панасенко Н. А. Выбор параметров системы управления колесами длиннобазных прицепов и полуприцепов. *Автомобильная промышленность*. 1968. № 2. С. 24 – 26.
208. Ширяев П.П. Исследование влияние поворотных устройств прицепов и полуприцепов на устойчивость движения и поворотоспособность автомобильных автопоездов: Автореф. дис... канд. техн. наук. М.: 1963. 27 с.
209. Шапошник Л.Б., Фрумкин А.К., Армадеров Р.Г. Исследование кинематики двухзвенного автопоезда. *Автомобильная промышленность*. 1971. № 8. С. 11 – 14.
210. Антонов Д.А. Экспериментальные зависимости по боковому уведу шин. *Автомобильная промышленность*. 1962. № 3. С. 18–19.
211. Есипов М.И. Уравнение неголономных связей, наложенных на катящееся колесо с эластичной шиной : автореф. дис... канд. техн. наук. М., 1953. 138 с.
212. Ечеистов Ю.А. Качение автомобильного колеса по твердой дороге. *Автомобильная промышленность*. 1971. № 9. С. 21–26.
213. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом : Автореф. дис...канд. техн. наук. КАДИ, К., 1978. 21 с.
214. Лобас Л.Г., Ващенко Ю.А. Аппроксимации многообразий стационарных состояний управляемых двухзвенных систем с качением. *Прикладная механика*. 1992. № 8. С. 64–71.

215. Лобас Л.Г. Математическая модель связанных систем с качением. *Прикладная механика*. 1984. № 6. С. 80–87.
216. Метелицын И.И. К вопросу о качении колеса с эластичной шиной. *Доклады АН СССР. Новая серия*. 1948. т. 61. № 3. С. 449–462.
217. Певзнер Я.М. О качении автомобильных шин при быстроизменяющихся режимах увода. *Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей*. 1969. Вып. 3. С. 59–71.
218. Певзнер Я.М. Боковой увод автомобиля. *Автомобильный мотор*. № 4. С. 51–67.
219. Петров В.А. Современная теория пневматического колеса и ее практическое применение. *Автомобильная промышленность*. 1993. № 4. С. 14–18.
220. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода. *Автомобильная промышленность*. 1964. № 12. С. 24 – 27.
221. Фаробин Я. Е. О коэффициентах качения колес с шиной при уводе. *Конструирование, исследование, испытание автомобилей*. М. : Машгиз, 1955. С. 27 – 29.
222. Фуфаев Н. А. Феноменологический подход к изучению качения деформируемого колеса. *Шестой Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике*. Ташкент, 24 – 30 сентября 1986 г. 620 с.
223. Хачикян А. С., Мнакацян А. А. О модели качения упругого колеса. *Докл. АН Армянской ССР*. 1985. Т. 80. № 2. С. 49 – 96.
224. Чудаков Е. А. Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля. М.: Изд-во АН СССР, 1947. 124 с.
225. Гинцбург Л.Л. Исследование автоколебаний управляемых колес автомобиля, вызванных гидроусилителем рулевого управления. *Автомобильная промышленность*. 1960. № 7. С. 9–12.
226. Глух Б.А. Теория шимми автомобиля. *Известия НАТИ*. 1935. № 1. 127 с.

227. Иларионов В.А. Углы установки и стабилизации управляемых колес автомобиля. М. : Автотранспорт, 1958. – 231 с.
228. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. *Труды ЦАГИ*. 1945. № 564. С. 1–33.
229. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М. : Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955. 238 с.
230. Кривоусов В.И. Исследование динамики рулевого управления большегрузных автомобилей. *Труды Всесоюзного семинара по устойчивости и управляемости автомобилей 4 – 5 июня 1968*. 1971. Вып. 4. С. 19–24.
231. Чайковский И. П. Влияние усилителя рулевого управления на стабилизацию управляемых колес. *Автомобильная промышленность*. – 1971. № 4. С. 27 – 29.
232. Хвищун О. В., Приднюк В. М. Експериментальні дослідження впливу жорсткості підвісок і шин на керуваність автомобіля. *II міжнародная науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: тенденції розвитку, високі технології, менеджмент і маркетинг»*. Севастополь: СевГТУ. 1995. С. 12 – 14.
233. Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. 306 с.
234. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / Под ред. М. А. Подригало. Х. : Изд-во ХНАДУ, 2006. 335 с.
235. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе. М.: Изд-во АН СССР, 1945. 144 с.

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА
ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ 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. Вип. 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. Вип. 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 аналіз 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. Вип. 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 «крабом». *«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-дорожнього 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). № у 2008 13743 ; заявл. 28.11.08; опубл. 27.04.09, Бюл. № 8.

Список конференцій на яких доповідались і обговорювались результати досліджень

– VI Міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», м. Севастополь, 11-14 вересня 2003 р.; форма участі – очна;

– VIII Міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», м. Севастополь, 13-18 вересня 2005 р.; форма участі – очна;

– X Міжнародна науково-технічних конференціях «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», м. Севастополь, 17-22 вересня 2007 р.; форма участі – очна;

– XI Міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», м. Севастополь, 15-20 вересня 2008 р.; форма участі – очна;

- XII Міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», м. Севастополь, 14-19 вересня 2009 р.; форма участі – очна;
- 2 Міжнародний з'їзд по теорії механізмів і машин, м. Харків, 25-26 жовтня 2005 р.; форма участі – очна; форма участі – очна;
- Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПК», м. Харків, 20-21 листопада 2007 р.; форма участі – очна;
- Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПК», м. Харків, 4-5 грудня 2008 рр.; форма участі – очна;
- Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва», м. Харків, 15-16 травня 2008 р.; форма участі – очна;
- Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва», м. Харків, 14-15 травня 2009 р.; форма участі – очна;
- Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатроніка будівельних і дорожніх машин», м. Харків, 24-26 жовтня, 2007 р.; форма участі – очна;
- III-ій Всеросійська науково-технічна конференція «Транспортні системи Сибіру», м. Красноярськ, 24-25 листопада 2005 р.; форма участі – заочна;
- XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Транспорт, екологія, стійкий розвиток», м. Варна, 10-12 травня 2007 р.; форма участі – заочна;
- XV Міжнародна науково-технічна конференція «Транспорт, екологія, стійкий розвиток», м. Варна, 21-23 травня 2009 р.; форма участі – заочна;
- Конгресі SAE International по гальмівних системах, 18 жовтня 2018, Каліфорнія, USA; форма участі – заочна.

Додаток Б
Акти впровадження



Міністерство оборони України
Державне підприємство

“110 Харківський автомобільний ремонтний завод”

Сертифіковано по ISO 9001:2001 УкрСЕПРО Сертифікат UA2. 003. 01952-06

61045, м. Харків, вул. Дербентська, 109, р/р 26004805784390 у ХОФ АКБ СР Укрсоцбанку м. Харкова, МФО 351016, код 07904041, свідоцтво. № 30010702, тел. (0572) 340-50-72, 340-40-73, тел./факс 340-23-58, E-mail market@110harz.com.ua

№ 555 від « 8 » 04 200 8 р.

На № _____ від « _____ » _____ 200 _____ р.

Ректору ХНАДУ
професору, д.т.н.
Туренко А.М.

ДП «110 Харківським автомобільним ремонтним заводом», при проведенні ремонту з модернізацією автомобілів Урал-4320 прийняті до використання результати дисертаційної роботи Бобошко Олександра Андрійовича «Формування властивостей маневреності колісних машин», що представлено на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук.

Для використання прийнято наступні результати дисертації:

- результати порівняльних випробувань на керованість автомобілів Урал-4320 та його двохвісної модифікації;
- рекомендації щодо підвищення маневреності автомобілів з недостатньою повороткістю.

Директор заводу,
канд. техн. наук, доцент



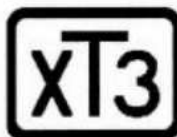
В.А. Павленко

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД
ім. С. ОРДЖОНІКІДЗЕ

ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ХАРЬКОВСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД
им. С. ОРДЖОНИКИДЗЕ

61007, м. Харків,
 пр. Московський, 275
 тел. (0572) 95-77-25
 факс: (0572) 94-17-60

e-mail: info@xtz.com.ua



61007, г. Харьков,
 пр. Московский, 275
 тел. (0572) 95-77-25
 факс: (0572) 94-17-60

e-mail: info@xtz.com.ua

От 22.07.2005 г. № 70/688-51

Ректору ХНАДУ
 Профессору Туренко А.М.
 61002, м. Харків,
 вул. Петровського, 25

Відділ головного конструктора ВАТ «ХТЗ» прийняв до використання при проведенні дослідно-конструкторських робіт методіку оцінки управляємості колісних тракторів типу 4x4 при виконанні повороту бортом динамічним способом. Ця методіка розроблена у Харківському національному автомобіль-дорожньому університеті кандидатом технічних наук, доцентом Бобошко Олександром Андрійовичем у процесі виконання докторської дисертації.

Директор технічний



А.М. Соляник



Холдингова компанія «АвтоКрАЗ» у формі відкритого акціонерного товариства

Вул. Київська, 62, м. Кременчук, Полтавська обл., Україна
тел.: (0536) 766200, факс (0536) 766208. E-mail: info@avtokraz.poltava.ua

Код ЄДРПОУ 05808735
www.autokraz.com.ua

25.06.2008 № 247/7 На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник генерального директора -
технічний директор Публічного
акціонерного товариства "АвтоКрАЗ"

Є.О.Таран

«25» 06 20 08 року

Заключення ХК «АвтоКрАЗ»

за результатами дисертації Бобошко Олександра Андрійовича

При проведенні науково-дослідницьких та дослідно-конструкторських робіт на ХК «АвтоКрАЗ» по розробці тривісних автомобілів, були використані результати дисертації в частині модернізації гальмівної системи для створення різниці гальмівних сил по бічних сторонах при вході в поворот, для виконання вимог стандарту ГОСТ Р 52302 "Керованість і стійкість автотранспортних засобів".

Також для оцінки керованості тривісного автомобіля була застосована методика запропонована Бобошко Олександром Андрійовичем.

Голова комісії:

С.В. Дунь

Члени комісії:

С.В. Васечек

О.В. Усенко

УТВЕРЖДАЮ:

Директор «ИМИС» Минмашпрома
и НАН Украины, д.т.н., профессор

Н.Э. Тернюк

2005 г.



АКТ

о внедрении результатов исследований докторской диссертации
доцента кафедры деталей машин и ТММ ХНАДУ (ХАДИ) Бобошко А.А. по теме
“Нетрадиционное маневрирование колесных машин”

Комиссия в составе: председателя – заместителя директора по НИР к.т.н. Копейченко Ю.В., генерального конструктора д.т.н. Строкова А.П., директора НТЦ к.т.н. Котлярова Б.С., этим актом подтверждает, что методики определения параметров движения автомобиля при повороте передних и задних колес в одну сторону («движение крабом») и определения параметров динамического поворота колесных машин были приняты отделом НИР для внедрения при разработке для Минпромполитики Украины перспективных моделей тягово-транспортных средств с улучшенной маневренностью.

Разработанные Бобошко А. А. научно обоснованные рекомендации по выбору соотношения между средними углами поворота передних и задних колес могут составить основу алгоритма рационального управления поворотом автомобиля при его проектировании.

Акт выполнен в пяти экземплярах.

Председатель комиссии

Члены комиссии:

Ю.В. Копейченко

А.П. Строков

Б.С. Котляров



С.І.Перлін
2018 року

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
Бобошко Олександра Андрійовича

Комісія у складі:

Голова комісії, заступник директора

С.О. Шевцов

Члени комісії:

Заступник директора - завідувач відділу
автотехнічних досліджень та криміналістичного
дослідження транспортних засобів

І. А. Давиденко

Заступник завідувача відділу –
завідувач сектору автотехнічних досліджень

С.В. Данець

встановила, що результати дисертаційного дослідження здобувача
наукового ступеня доктора технічних наук Бобошко Олександра
Андрійовича, а саме:

– методи оцінки стійкості руху, керованості і маневреності
автомобілів;

– методика оцінки кінематичних та динамічних параметрів повороту
автомобіля

можуть використовуватися при проведенні автотехнічних досліджень, які
пов'язані з маневром транспортних засобів зі всіма керованими колесами .

Голова комісії

С.О. Шевцов

Члени комісії

І.А. Давиденко

С.В. Данець

Асоціація підприємств
По виробництву тракторів,
Двигунів та запасних частин
«Укртрактор»
ВИКОНАВЧА ДИРЕКЦІЯ

310007, м. Харків, 7,
пр. Московський, 275
тел. 94-47-13, 95-73-55
телекс: 115163 RIDA
телетайп: 125221 ТРАК
факс: (057) 94-47-13, 94-17-60

Ассоциация предприятий
по производству тракторов,
двигателей и запасных частей
«Укртрактор»
**ИСПОЛНИТЕЛЬНАЯ
ДИРЕКЦИЯ**

310007, г. Харьков, 7,
пр. Московский, 275
тел. 94-47-17, 95-73-55
телекс: 115163 RIDA
телетайп: 125221 ТРАК
факс: (057) 94-47-13, 94-17-60

От 15.04.2005 № 238/2
На № _____

“ЗАТВЕРДЖУЮ”
Асоціація виконавчої дирекції
по виробництву тракторів, двигунів та запасних частин
А.С. Местецкий
“15” квітня 2005 р.

АКТ

про втілення результатів наукових досліджень докторської
дисертаційної роботи кандидата технічних наук О.А. Бобошко

Виконавча дирекція асоціації “Укртрактор” прийняла до втілення на підприємствах Харківського регіону наступні результати докторської дисертаційної роботи:

- методику визначення траєкторії руху колісної машини (трактора) при повороті передніх і задніх керованих коліс;
- методику оцінки можливості руху колісного трактора при динамічному способі повороту.

Акт виконано в 5-ти примірниках, що мають однакову силу.

Від асоціації “Укртрактор”:

 Соляник О.І.
 Грибовська Л.Ф.

Від ХНАДУ:

 Подригало М.А.
 Полянський О.С.