

В.Д. Залипка, М.О. Манзяк

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

ВПЛИВ РАДІАЛЬНОЇ ЗМІНИ РОЗМІРІВ КОЛІС НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

Оцінено граничні умови руху традиційних і модифікованих автомобілів, на яких застосовуватиметься радіальна зміна розмірів коліс, що дає можливість визначити значення параметрів руху, при досягненні яких виникає втрата поперечної стійкості, що призводить до їх перекидання. Отримані математичні моделі, що дозволяють визначити значення критичних швидкостей і радіусів поворотів для традиційних та модифікованих автомобілів. Математичні моделі отримані для дослідження поперечної стійкості щодо перекидання під час руху як по горизонтальних, так і по поверхнях, які мають ухил до центра повороту. Виконано комп'ютерне моделювання, результати якого показали переваги модифікованих автомобілів порівняно з традиційними.

Ключові слова: *автомобіль, стійкість, критична швидкість, критичний радіус повороту.*

Вступ

Постановка проблеми. Однією з основних характеристик руху автомобіля є траєкторія. Автомобілям досить часто доводиться рухатися по криволінійній траєкторії, це зумовлено тим, що їм необхідно повернути з однієї дороги на іншу, об'їхати перешкоду. Автомобіль постійно відчуває на собі дію бокових сил, які змінюють або намагаються змінити траєкторію. Під час повороту на машину діють бокові сили і додаткові моменти, які збільшують повздовжні реакції, а також необхідні для руху крутні моменти коліс.

Керування рухом автомобіля на кривій дорозі з ухилами і підйомами, наприклад на гірському серпантині, є не лише важкою і небезпечною роботою для середньостатистичного водія. Завдання керування ще більше ускладнюється за зміни погодних умов, при дощі, снігопаді і особливо на заледенілому шосе. Рух гірськими дорогами в таких випадках забороняється. Але й на висококласних рівнинних автомагістралях бувають досить круті повороти і ожеледь, що з практично необмеженою швидкістю руху часто призводить до дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Причиною усіх таких аварій є неконтрольоване падіння зчеплення колісних шин автомобіля з дорожнім покриттям, яке ще більше слабшає у разі подовжнього чи бічного ковзання. При русі юзом автомобіль погано піддається управлінню і вивести його з такого стану при великій швидкості може не кожен водій. Вина за ДТП, що сталося, завжди покладається на водія.

Професійним водіям, водіям-випробувачам, автогонщикам добре відомо, що безаварійне

керування автомобілем на великій швидкості і слизькій дорозі можливо, якщо вміло своєчасно й швидко впливати на кермо, педаль гальма і педаль газу. Це дозволяє утримувати динамічний момент розвороту автомобіля навколо вертикальної осі в рівновазі з інерційним моментом бічного переходу і цим забезпечувати стійкий, курсовий напрямок руху автомобіля бічним юзом. Проте вимагати такого вміння водіння від середньостатистичного водія не можна і більш раціонально перекласти завдання керування у критичній ситуації руху на бортову апаратуру автоматичного управління [1, 2]. Отже розроблення нових, або модифікація існуючих систем чи технологій, які призначені для покращення стійкості та керованості автомобіля є загальною важливою науково-технічною проблемою, в якій окремо можна виділити актуальну задачу синтезу і дослідження математичних моделей, які дозволять визначити граничні умови руху таких автомобілів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Щоб виконувати перелічені вимоги та забезпечити стійкість руху автомобіля, було проведено низку теоретичних і експериментальних досліджень. Передусім перегляду зазнали можливості вже у серійному виробництві системи антиблокування гальм (ABS) і системи регулювання крутного моменту двигуна (ASR) [1–4].

Додатково до них було розроблено систему управління активною підвіскою (ABR), що дозволяє регулювати дорожній просвіт. Фахівці цього напрямку досліджували розподіл ковзання коліс у процесі повного гальмування під час руху автомобіля на поворотах. Ставилась умова забезпечити мінімальне відхилення від необхідного напрямку руху і

при отриманні мінімального гальмівного шляху. Використовувалася спільна робота систем ABS і ASR. Теоретично було доведено і експериментально підтверджено, що з отриманням оптимального поточного миттєвого значення кута бічного відведення колеса, яке піддається керованому гальмуванню, необов'язково оптимізувати його гальмівне ковзання, як це робиться у системі ABS. Навпаки, задля досягнення максимально можливої гальмівної сили під час руху автомобіля на поворотах значення гальмівного ковзання повинні залишатися вище оптимальних для ABS [2].

У цьому інерційні сили бічного відведення автомобіля обмежуються дією системи ASR і перевищують сили тертя колісних шин об дорогу. Це виключає можливості зриву коліс у бічний юз. Крім систем ABS і ASR, до системи управління динамікою руху автомобіля німецькими інженерами запропоновано включити систему управління активною підвіскою (ACR) і системи контролю кермового керування (APS). Так чотирма раніше розробленими системами (ABS, ASR, ACR, APS) було створено єдиний комплекс автоматичного управління курсової стійкості руху автомобіля в надзвичайній ситуації. Цей комплекс отримав назву «система VDC» (Vehicle Dynamics Control). VDC – це система активної безпеки автомобіля, яка постійно контролює дії водія у надзвичайній ситуації, наприклад при різких поворотах на слизькій дорозі, автоматично входить у процес управління і запобігає можливості виникнення бічних відведень (заносів) автомобіля. У цьому система VDC подібна до професійного автогонщика, адаптує крутий тяговий момент двигуна (через систему ASR) і гальмівні зусилля на колесах (через систему ABS) під заданим кермом (у вигляді системи APS) в напрямку руху. Система активної підвіски (ACR) утримує автомобіль від бічного нахилу [2, 3].

Для реалізації такого способу автоматичного управління курсовою стійкістю в компонентний склад системи VDC включається гіроскопічний пристрій, що є давачем сигналу відхилення напрямку руху від подовжньої осі автомобіля. Гіроскоп – це свого роду вестибулярний апарат системи VDC, реагує на найменші флуктуації напрямку руху.

Система курсової стійкості (інше найменування – система динамічної стабілізації) призначена для збереження стійкості і керованості автомобіля за рахунок завчасного визначення та усунення критичної ситуації. Слід зазначити, що з 2011 року оснащення системою курсової стійкості нових легкових автомобілів є обов'язковим в США, Канаді, країнах Євросоюзу. Система дозволяє утримувати автомобіль в межах заданої водієм траєкторії при різних режимах руху (розгоні, гальмуванні, русі по прямій, в

поворотах і при вільному коченні). Залежно від виробника розрізняють наступні назви системи курсової стійкості:

- ESP (Electronic Stability Programme) на більшості автомобілів в Європі і Америці;
- ESC (Electronic Stability Control) на автомобілях Honda, Kia, Hyundai;
- DSC (Dynamic Stability Control) на автомобілях BMW, Jaguar, Rover;
- DTSC (Dynamic Stability Traction Control) на автомобілях Volvo;
- VSA (Vehicle Stability Assist) на автомобілях Honda, Acura;
- VSC (Vehicle Stability Control) на автомобілях Toyota;
- VDC (Vehicle Dynamic Control) на автомобілях Infiniti, Nissan, Subaru.

Набуває актуальності розроблення нових, прогресивних конструкцій коліс, які суттєво відрізняються від традиційних: колеса-трансформери, колеса із вмонтованими двигунами, колеса, що не кріпляться на осі. Конструкція колеса є чи не найважливішим елементом в колісному транспортному засобі, тому у всьому світі над цим питанням працює дуже багато фахівців і, як наслідок, у світовому машинобудуванні з'являються нові колеса з цікавими конструкційними особливостями, в тому числі і колеса із зміною радіальних розмірів, так звані колеса-трансформери [5, 6].

Розроблені в попередніх роботах [7–11] математичні моделі з урахуванням нового методу керування напрямком руху автомобіля, який ґрунтується на радіальній зміні радіуса коліс, присвячені дослідженню щодо визначення особливостей кінематики та динаміки руху таких автомобілів і основних конструкційних властивостей. Разом з тим в цих роботах не розглядалися критичні умови руху модифікованих автомобілів. Не був виконаний їх порівняльний аналіз щодо традиційних автомобілів, який дозволив би чітко визначитись з перевагами і можливими недоліками їх конструкцій.

Мета роботи – **створення математичних моделей** оцінки граничних умов руху модифікованих автомобілів, на яких застосовуватиметься радіальна зміна розмірів коліс, які дають можливість аналітично розрахувати значення параметрів руху, при досягненні яких може виникнути втрата стійкості з можливістю перекидання таких автомобілів.

Основний матеріал

Аналіз умов збереження поперечної стійкості автомобіля. Необхідність здійснювати безаварійну експлуатацію автомобілів, особливо під час їх руху на максимальних швидкісних режимах, зумовлює

необхідність проведення досліджень стосовно з'ясування гранично допустимих значень параметрів їх руху. Серед останніх особливе значення для автомобіля має стійкість. Як відомо [12], стійкість – це здатність автомобіля без участі водія відновлювати свій прямолінійний рух, якщо він буде порушений дією різних випадкових збурюючих сил. Стійкість автомобіля тісно пов'язана з його керованістю і залежить від технічних параметрів самого транспортного засобу, зокрема, ширини колії D , довжини бази W , координат центра мас ($h_{цм}$), а також від значень поточних параметрів його руху – поперечного нахилу кузова, кута повороту керованих коліс, швидкості засобу, від характеристик дорожнього покриття – поперечного і поздовжнього кутів ухилу дороги і від факторів зовнішнього середовища – швидкості і кута напрямку бічного вітру. Проявляється втрата стійкості у перекиданні автомобіля або в ковзанні його коліс у поперечній чи поздовжній площинах. Імовірнішою є втрата поперечної стійкості, однак за певних умов можлива втрата і поздовжньої стійкості. Проковзування коліс у автомобіля виникає частіше, перекидання – значно рідше, однак його наслідки, як правило, більш катастрофічні.

Оцінити стійкість автомобіля можна через значення показників, які визначають критичні параметри його руху:

- критичну швидкість руху $V_{к.л}$ криволінійною траєкторією, що відповідає початку поперечного перекидання засобу;
- критичну швидкість руху $V_{к.к}$ криволінійною траєкторією, що відповідає початку поперечного ковзання засобу;
- критичний кут нахилу опорної поверхні β_n , що відповідає початку перекидання засобу;
- критичний кут нахилу опорної поверхні β_k , що відповідає початку поперечного ковзання коліс.

Додатково використовують і інші оцінні показники, які прямо або побічно характеризують стійкість:

- значення швидкості, при якій з'являються курсові коливання;
- значення швидкості, при якій починається зниження стійкості проти перекидання;
- критичний кут крену;
- критичні кути поздовжнього ухилу по ковзанню і перекиданню;
- кут втрати статичної стійкості до перекидання;
- коефіцієнт поперечної стійкості.

Введення обмежень. Перш ніж переходити до безпосереднього вирішення задач дослідження, поставлених у цій роботі, окреслимо ряд обмежень, які не змінюють фізичної суті процесів, що відбуваються,

однак спростують аналіз і дозволяють отримувати моделі, які не перевантажені дрібними деталями, що здебільшого призводять лише до зростання похибок моделювання. Отже, подальший синтез і аналіз математичних моделей виконується з врахуванням наступних умов:

а) вважаємо, що поворот здійснюється по дузі фіксованого радіуса R , який визначається як відстань від центра повороту O до серединної точки контактної зони внутрішнього, щодо центра повороту, колеса автомобіля;

б) відсутні, або нехтуються будь-які збурюючі впливи з боку атмосфери на автомобіль;

в) відсутні дії додаткових моментів сил, що збільшують навантаження на одне колесо і зменшують на інше за рахунок одностороннього напрямку обертання карданного вала;

г) відсутня дія гіроскопічних ефектів.

Визначення критичної швидкості автомобіля за умови поперечного перекидання. З метою здійснення об'єктивного порівняльного аналізу виконаємо розроблення аналітичної моделі, яка дозволить оцінити поперечну стійкість традиційного автомобіля за умови його руху в повороті на горизонтальній поверхні при відсутності інших збурюючих чинників згідно з введеними обмеженнями. Таку модель можна отримати на основі аналізу, виконаного в [12].

Традиційний автомобіль збереже поперечну стійкість до перекидання при русі в правому повороті, якщо сума моментів усіх сил і реакцій, що діють проти годинникової стрілки, за напрямком руху і прагнуть перекинути його, буде меншою за суму моментів, що діють за годинниковою стрілкою і прагнуть утримати його. Детально діаграма дії усіх сил і моментів у площині вертикального зрізу, який проходить через центр мас традиційного автомобіля, показана на рис. 1.

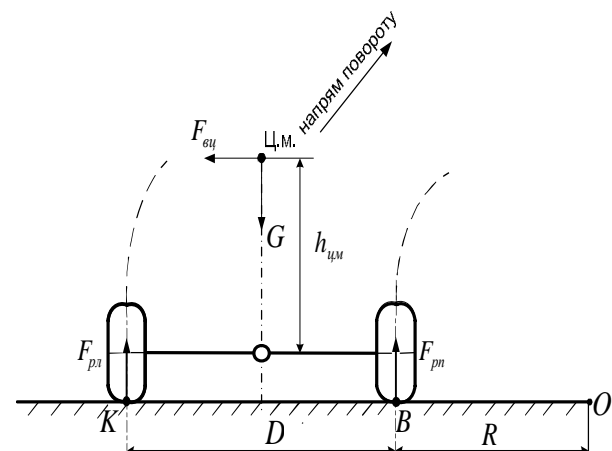


Рис. 1. Схема сил і моментів, що діють на автомобіль у поперечній площині

Для відображення сил і моментів на рис. 1 використані наступні позначення:

G – сила ваги автомобіля;

$F_{вц}$ – відцентрова сила;

$F_{рл}$ – сила реакції, яка діє з боку поверхні на ліве колесо;

$F_{рп}$ – сила реакції, яка діє з боку поверхні на праве колесо.

Аналіз схеми дозволяє визначити загальний момент перекидання $M_{пер}$ як суму

$$M_{пер} = F_{рл}D + F_{вц}h_{цм}. \quad (1)$$

Момент протидії перекиданню $M_{пр}$ забезпечується силою ваги автомобіля

$$M_{пр} = G(D/2). \quad (2)$$

Початок перекидання на лівий бік автомобіля виникає при $F_{рп} = 0$, тому умова забезпечення поперечної стійкості матиме вигляд

$$F_{вц}h_{цм} < G(D/2), \quad (3)$$

умова втрати поперечної стійкості визначається наступною нерівністю

$$F_{вц}h_{цм} \geq G(D/2), \quad (4)$$

якщо врахувати, що відцентрова сила визначається залежністю

$$F_{вц} = GV^2 / gR, \quad (5)$$

де g – прискорення вільного падіння, тоді з граничної умови втрати поперечної стійкості

$$(GV^2 / gR)h_{цм} = G(D/2), \quad (6)$$

отримуємо аналітичний вираз для визначення критичної швидкості

$$V_{кр} = \sqrt{(gRD / 2h_{цм})}, \quad (7)$$

Відповідно, критичний радіус повороту визначається за формулою

$$R_{кр} = (2V^2 h_{цм}) / (gD). \quad (8)$$

Для об'єктивності порівняння виконаємо розроблення аналітичної моделі, яка дозволить оцінити поперечну стійкість модифікованого автомобіля за ідентичних умов його руху в повороті на горизонтальній поверхні, як показано на рис. 2. **Різний радіус коліс викликає нахил корпусу модифікованого автомобіля щодо горизонталі на кут φ** . Це, в свою чергу, призведе до появи додаткових компонент відцентрової сили $F_{вц}'$ і $F_{вц}''$. Їх можна визначити через наступні очевидні співвідношення:

$$\begin{aligned} F_{вц}' &= F_{вц} \sin \varphi, \\ F_{вц}'' &= F_{вц} \cos \varphi. \end{aligned} \quad (9)$$

Відповідно, сила ваги теж отримає дві складових G' і G'' :

$$\begin{aligned} G' &= G \cos \varphi, \\ G'' &= G \sin \varphi. \end{aligned} \quad (10)$$

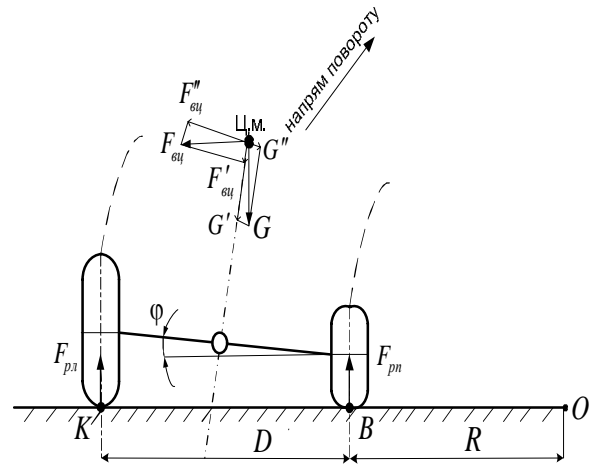


Рис. 2. Схема сил і моментів, що діють на модифікований автомобіль у поперечній площині під час його руху у правому повороті на горизонтальній поверхні

Умову збереження поперечної стійкості для модифікованого автомобіля за даних умов можна записати у вигляді

$$F_{рп}D + (F_{вц}'' - G'')h_{цм} < (F_{вц}' + G')D/2, \quad (11)$$

умова втрати поперечної стійкості означає, що $F_{рп} = 0$, а баланс дій моментів сил набуває вигляду

$$(F_{вц}'' - G'')h_{цм} = (F_{вц}' + G')D/2. \quad (12)$$

Після підстановок і переносів отримуємо

$$\begin{aligned} (V^2 h_{цм} / gR) \cos \varphi - h_{цм} \sin \varphi &= \\ = (V^2 D / 2gR) \sin \varphi + (D/2) \cos \varphi \end{aligned} \quad (13)$$

Поділимо обидві частини рівняння на $\cos \varphi$. В результаті отримаємо

$$\begin{aligned} (V^2 h_{цм} / gR) - h_{цм} \tan \varphi &= \\ = (V^2 D / 2gR) \tan \varphi + (D/2) \end{aligned} \quad (14)$$

звідки визначимо аналітичну залежність для визначення критичної швидкості

$$V = \sqrt{((D/2 + h_{цм} \tan \varphi) 2gR) / (2h_{цм} - D \tan \varphi)}, \quad (15)$$

і критичного радіуса

$$R = (V^2 (2h_{цм} - D \tan \varphi)) / (g(D + 2h_{цм} \tan \varphi)). \quad (16)$$

З попередньої роботи [2] відомо, що кут нахилу корпусу модифікованого автомобіля залежить від радіуса повороту і параметрів самого автомобіля. Ця залежність описується формулою

$$2\Delta r / D = \tan \varphi, \quad (17)$$

зміна радіуса коліс пов'язана з радіусом повороту і параметрами автомобіля наступною залежністю

$$\Delta r = (r_0 D) / (2R + D), \quad (18)$$

$$\tan \varphi = (2r_0) / (2R + D). \quad (19)$$

Використання даної залежності в отриманих вище моделях дає наступні формули для визначення критичної швидкості

$$V'_{кр} = \sqrt{\frac{(gR(2RD + D^2 + 4h_{цм}r_0))}{(4h_{цм}r_0 + 2h_{цм}D - 2Dr_0)}}, \quad (20)$$

аналітичний вираз для обчислення критичного радіуса є результатом розв'язку квадратичної залежності, яка має два корені. Серед останніх практично значущим є

$$R'_{кр} = 1/4Dg(-gD^2 - 4h_{цм}gr_0 + 4V^2h_{цм} + \sqrt{g^2D^4 + 8g^2D^2h_{цм}r_0 + 8gD^2V^2h_{цм} + 16h_{цм}^2g^2r_0^2 - 32h_{цм}^2gr_0V^2 + 16V^4h_{цм}^2 - 16D^2gV^2r_0}) \quad (21)$$

Схема дії сил і моментів у поперечній площині розрізу традиційного автомобіля, які виникають під час його руху по поверхні, яка має ухил до центра повороту на кут β щодо горизонталі, показана на рис. 3.

За умови положення автомобіля на дорожньому полотні, що має ухил на кут β щодо горизонтальної поверхні, як показано на рисунку, сили ваги колісного засобу і відцентрову силу, які приведені до його центра мас, можна розкласти на наступні складові

$$F'_{вц} = F_{вц} \sin \beta, \quad F''_{вц} = F_{вц} \cos \beta. \quad (22)$$

$$G' = G \cos \beta, \quad G'' = G \sin \beta. \quad (23)$$

Сумарна сила, яка спрямована на перекидання автомобіля відносно точки К

$$F = F''_{вц} - G'', \quad (24)$$

у результаті проведення аналогічних попереднім математичних перетворень отримуємо формули для визначення значення критичної швидкості

$$V''_{кр} = \sqrt{((D/2 + h_{цм} \tan \beta) 2gR) / (2h_{цм} - D \tan \beta)}, \quad (25)$$

і критичного радіуса повороту

$$R''_{кр} = (V^2(2h_{цм} - D \tan \beta)) / (g(D + 2h_{цм} \tan \beta)). \quad (26)$$

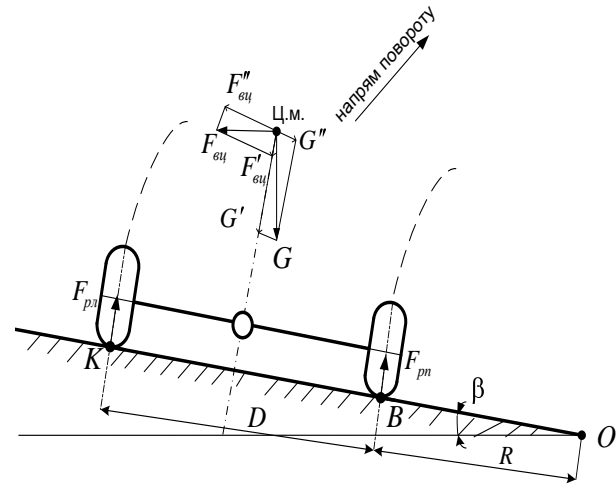


Рис. 3. Схема дії сил і моментів, які виникають під час руху традиційного автомобіля в повороті по нахиленій площині

Цілком зрозумілим є те, що ці моделі практично нічим не відрізняються від моделей, отриманих для дослідження стійкості руху модифікованих автомобілів по горизонтальній поверхні.

Завершимо побудову математичних моделей розглядом найбільш цікавого випадку – руху модифікованого автомобіля в повороті по нахиленій до центра повороту поверхні, як показано на рис. 4.

Аналіз рис. 4 показує, що математичні моделі, які визначатимуть критичні значення швидкості і критичний радіус повороту, за своєю структурою практично не відрізнятимуться від моделей (25) і (26). Єдиною відмінністю є те, що кут відхилення корпусу автомобіля від горизонталі визначатиметься сумою кутів $\varphi + \beta$.

Отже, моделі для визначення критичної швидкості і відповідного радіуса повороту представлені наступними формулами

$$V'''_{кр} = \sqrt{((D/2 + h_{цм} \tan(\varphi + \beta) 2gR) / (2h_{цм} - D \tan(\varphi + \beta)))}, \quad (27)$$

$$R'''_{кр} = (V^2(2h - D \tan(\varphi + \beta))) / (g(D + 2h \tan(\varphi + \beta))). \quad (28)$$

Якщо врахувати відому тотожність

$$\tan(\varphi + \beta) = (\tan \varphi + \tan \beta) / (1 + (\tan \varphi \cdot \tan \beta)), \quad (29)$$

то попередні формули набудуть вигляду

$$V_{кр}''' = \sqrt{\frac{D/2 + h_{ц.м} \left(\frac{\tan \varphi + \tan \beta}{1 + \tan \varphi \tan \beta} \right) 2gR}{2h_{ц.м} - D \left(\frac{\tan \varphi + \tan \beta}{1 + \tan \varphi \tan \beta} \right)}} \quad (30)$$

$$R_{кр}''' = \frac{V^2 \left(2h_{ц.м} - D \left(\frac{\tan \varphi + \tan \beta}{1 + \tan \varphi \tan \beta} \right) \right)}{g \left(D + 2h_{ц.м} \left(\frac{\tan \varphi + \tan \beta}{1 + \tan \varphi \tan \beta} \right) \right)} \quad (31)$$

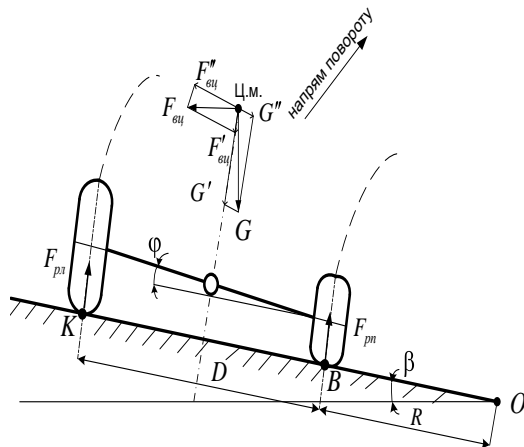


Рис. 4. Схема дії сил і моментів, які виникають під час руху модифікованого автомобіля в повороті по нахиліній площині

Застосування виразу, який пов'язує значення $\tan \varphi$ з параметрами автомобіля і радіусом повороту, дозволяє отримати остаточні моделі у формі:

$$V_{кр}''' = \sqrt{\frac{D/2 + h_{ц.м} \left(\frac{\frac{2r_0}{2R+D} + \tan \beta}{1 + \frac{2r_0}{2R+D} \tan \beta} \right) 2gR}{2h_{ц.м} - D \left(\frac{\frac{2r_0}{2R+D} + \tan \beta}{1 + \frac{2r_0}{2R+D} \tan \beta} \right)}} \quad (32)$$

$$R_{кр}''' = \frac{V^2 \left(2h_{ц.м} - D \left(\frac{\frac{2r_0}{2R+D} + \tan \beta}{1 + \frac{2r_0}{2R+D} \tan \beta} \right) \right)}{g \left(D + 2h_{ц.м} \left(\frac{\frac{2r_0}{2R+D} + \tan \beta}{1 + \frac{2r_0}{2R+D} \tan \beta} \right) \right)} \quad (33)$$

Комп'ютерне моделювання. Для проведення комп'ютерного моделювання були використані технічні характеристики автомобіля з наступними технічними характеристиками: колія $D = 1.8$ м; база $W = 4$ м; висота розміщення центра маси $h_{ц.м} = 0.75$ м; мінімальний радіус повороту $R_{min} = 8.2$ м, середній радіус коліс $r_0 = 0.4$ м.

Результатом першого етапу комп'ютерного моделювання стало дослідження залежності критичної (максимально допустимої) швидкості руху по горизонтальній поверхні від радіуса повороту для традиційного і модифікованого автомобіля. Отримані залежності показані на рис. 5.

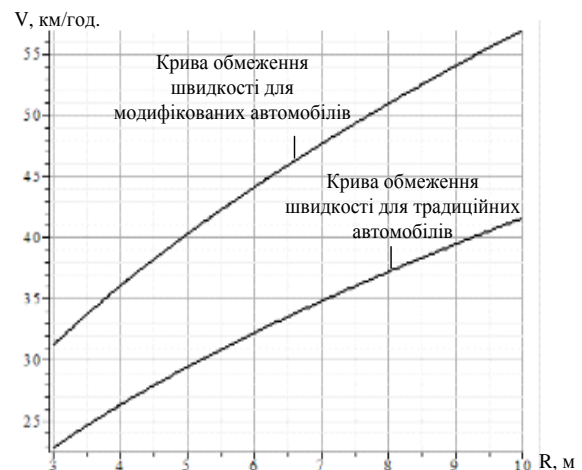


Рис. 5. Отримані графічні залежності критичної швидкості від радіуса повороту для традиційного і модифікованого автомобіля

Аналіз отриманих результатів комп'ютерного моделювання переконливо свідчить, що модифіковані автомобілі, окрім раніше доведених переваг щодо традиційних автомобілів, у прохідній здатності, надійності і паливній економічності [2] мають суттєву перевагу в маневреності при русі на горизонтальних поверхнях, оскільки вони здатні здійснювати повороти на значно вищих швидкостях.

Наступний етап комп'ютерного експерименту дозволив з'ясувати залежності критичних швидкостей від радіусів повороту під час руху традиційного і модифікованого автомобіля по поверхні, яка має ухил до центра повороту. Причому таке дослідження проводилося з урахуванням допустимих обмежень, які для традиційного автомобіля в частині максимально допустимого бокового нахилу не можуть перевищувати 35° . Водночас попередні розрахунки показали, що максимальний кут власного відхилення корпусу модифікованого автомобіля за умов застосування базового шасі не буде перевищувати $\varphi = 15^\circ$, тому комп'ютерне моделювання виконувалося при обмеженнях на ухил поверхні руху в діапазоні $\beta = 0 - 20^\circ$.

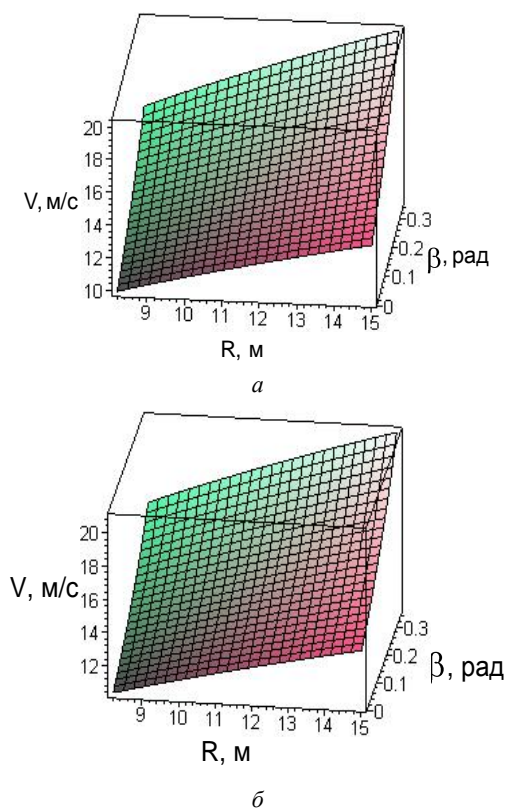


Рис. 6. Графічні результати комп'ютерного моделювання залежності критичної швидкості від радіуса повороту і кута нахилу поверхні руху для:

a – традиційного; *б* – модифікованого автомобіля

Графічні результати виконаного моделювання залежностей критичних швидкостей від радіуса повороту і кута нахилу поверхні руху для традиційного і модифікованого автомобіля наведені на рисунку 6 а і б, відповідно.

Аналіз останніх результатів моделювання теж свідчить про перевагу модифікованих автомобілів під час руху в повороті по похилій поверхні, однак він також показує, що при зростанні радіуса повороту діапазон значень критичних швидкостей модифікованого автомобіля наближується до відповідних значень критичних швидкостей традиційних автомобілів.

Це пояснюється тим, що при зростанні радіуса повороту у модифікованих автомобілів зменшується кут власного відхилення корпусу, відповідно, це приводить до зменшення дії додаткових сил, які компенсують момент перекидання.

Висновки

У статті визначено граничні умови руху традиційних і модифікованих автомобілів, які дають можливість оцінити значення параметрів руху, при досягненні яких може відбутись перекидання. Побудовані математичні моделі, які дозволяють досліджувати прями залежності значення критичної швидкості від радіуса повороту і обернені залежності

допустимих радіусів повороту від значення швидкості. Ці математичні моделі отримані для дослідження поперечної стійкості щодо перекидання під час руху як по горизонтальних, так і по поверхнях, які мають ухил до центра повороту. Різниця радіусів коліс викликає нахил корпусу модифікованого автомобіля щодо горизонталі на певний кут. Це, в свою чергу, призводить до появи додаткових компонент відцентрової сили, а, отже, і до покращення поперечної стійкості.

На основі отриманих математичних моделей виконано комп'ютерне моделювання, результати якого показали значну перевагу модифікованих автомобілів щодо традиційних стосовно кращого збереження поперечної стійкості.

На базі наукових досліджень за короткий час реалізовано кардинальне удосконалення класичного електроустаткування, а також створений цілий ряд абсолютно нетрадиційних для автомобіля бортових систем автоматичного управління. Це стало можливим завдяки досягненням в області напівпровідникової і мікроелектронної технології виготовлення електросхем, які складають чималу частину автомобільного бортового устаткування.

В перспективі дослідження авторів будуть спрямовані на практичні аспекти щодо застосування коліс змінного радіуса (коліс-трансформерів) на автомобілях як складової системи курсової стійкості.

Список використаної літератури

1. Електронні системи безпеки автомобіля: плюси та мінуси [Електронний ресурс] / В.А. Бовсуновский // Режим доступу до журн.: <http://www.autotravel.ua/ukr/calculator/elektronni-systemy-bezpeky-avtomobilya/>.
2. Як працює система курсової стабілізації ESP [Електронний ресурс], Режим доступу до журн.: <http://autopark.pp.ua/940-yak-pracyuye-sistema-kurovovoi-stabilizacii-esp.html>.
3. Mechanical steering rear axle Honda Prelude 4WS [Електронний ресурс] / Michael J. Bloxham // Engineers Cars. – 2009. Режим доступу до журн.: <http://antholonet.com/EngineersCars/3GPrelude/3gprelude.html>.
4. Rajesh Rajamani. Vehicle Dynamics and Control. Springer Science & Business Media, 2011. – 498 p.
5. Amphibious Hybrid: автомобіль майбутнього з колесами пропеллерами [Електронний ресурс] / А.С. Герасименко // 3D News. – 2009. Режим доступу до журн.: <http://www.3dnews.ua/577953>.
6. A new take on carving: the Dynamically Augmenting Wheel System [Електронний ресурс] / David Greig // Gizmag. – 2009. – Режим доступу до журн.: <http://www.gizmag.com/dynamically-augmenting-wheel-system/11230/>.
7. Шабатура Ю.В. Теоретичні засади і практичні аспекти застосування нового принципу керування напрямком руху колісного транспортного засобу військового призначення / Ю.В. Шабатура, В.Д. Залипка. – Львів: АСВ, 2011, С. 85–92. (Військово-технічний збірник № 2 (5)).

8. Шабатура Ю.В. Математичні моделі оцінки позовжньої стійкості модифікованих колісних засобів військового призначення / Ю.В. Шабатура, В.Д. Заліпка. – Львів: АСВ, 2015, С. 69–72. (Військово-технічний збірник № 2 (13)).

9. Заліпка В.Д. Спосіб збільшення позовжньої стійкості короткобазових колісних машин та його математичний аналіз координатним методом / В.Д. Заліпка // Системи озброєння та військова техніка. – 2013. – № 3(35). – С. 81–84.

10. Заліпка В.Д. Математичні моделі динаміки руху модифікованих військових колісних засобів / В.Д. Заліпка. –

Львів: АСВ. – 2013, С. 23–30. – (Військово-технічний збірник № 2 (9)).

11. Шабатура Ю.В. Математичні моделі динаміки руху модифікованих військових колісних засобів при варіативній зміні радіуса коліс / Ю.В. Шабатура, В.Д. Заліпка // Системи озброєння та військова техніка. – 2013. – № 3 (35). – С. 41–44.

12. Волков В.П. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с.

Влияние радиального изменения размеров колес на курсовую устойчивость автомобиля

В.Д. Залыпка, М.А. Манзяк

Оценены граничные условия движения традиционных и модифицированных автомобилей, на которых используется радиальное изменение размеров колес. Это позволяет определить значения параметров движения, при достижении которых возникает потеря поперечной устойчивости, что приводит к их опрокидыванию. Полученные математические модели позволяют определять значения критических скоростей и радиусов поворотов для традиционных и модифицированных автомобилей. Математические модели получены для исследования поперечной устойчивости к опрокидыванию при движении как по горизонтальным, так и по поверхностям, которые имеют уклон к центру поворота. Выполнено компьютерное моделирование, результаты которого показали преимущества модифицированных автомобилей по сравнению с традиционными.

Ключевые слова: автомобиль, устойчивость, критическая скорость, критический радиус поворота.

Influence of radial change of wheel dimensions on the automobile transverse stability

V. Zalyпка, M. Manziak

One of the main characteristics of a car is the trajectory. Cars often have to move along the curvilinear trajectory, due to the fact that they need to turn from one path to another, bypass the obstacle, it constantly feels the effect of lateral forces that change or try to change the trajectory. When turning to the car, side forces and additional moments that increase longitudinal reactions, as well as the wheels' torque necessary for movement, are active. Estimated stability indicators are critical parameters of motion. There is no generally accepted system of estimating stability indicators, therefore, when considering physical processes, four main indicators are considered: the critical speed of motion by the curvilinear trajectory, which corresponds to the beginning of the transverse displacement of the means; critical velocity of the curvilinear trajectory corresponding to the beginning of the transverse slip of the vehicle; critical angle of inclination of the reference surface, corresponding to the beginning of the transfer of the means; the critical angle of the slope of the bearing surface, corresponding to the beginning of the transverse slip of the wheels. The boundary conditions of the movement of traditional and modified cars on which the radial change in the size of the wheels will be applied, which makes it possible to determine the values of the parameters of motion, in the course of which the loss of transverse stability, which leads to their rollover, is evaluated. The mathematical models, allowing to determine the values of critical speeds and radii of turns for traditional and modified cars are obtained. The mathematical models that allow to investigate the direct dependencies of the value of critical velocity on the radius of rotation and the inverse dependencies of the permissible radii of rotation on the velocity value are constructed. These mathematical models are obtained for the study of the transverse stability of the rollover during the movement both on the horizontal and on the surfaces that have a slope to the center of rotation. On the basis of the obtained mathematical models, a computer simulation was performed which showed a significant advantage of modified cars in relation to traditional ones in terms of better preservation of transverse stability.

Keywords: automobile, stability, critical speed, critical radius of rotation.