

А.Л. Башинський, ад'юнкт
Національна академія Державної прикордонної служби України

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ВИСОТИ ПЕРЕШКОДИ, ЯКУ МОЖЕ ПОДОЛАТИ АВТОМОБІЛЬ ПРИ ЗАДАНІЙ ШВИДКОСТІ ЙОГО ПРЯМОЛІНІЙНОГО РУХУ БЕЗ ВТРАТИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ

(Представлено д.т.н., проф. Осташевським С.А.)

Мобільність бойової машини є запорукою її виживання. Рух бойової колісної машини по пересіченій місцевості жорстко пов'язаний із ризиком її перекидання під час подолання перешкод, що вимагає моделювання стійкості прямолінійного руху зразка по пересіченій місцевості з метою визначення пріоритетних зразків для комплектування підрозділів або надання рекомендацій за параметрами підвіски для автомобілів, які перебувають у стадії проектування. Автором запропонований метод аналітичного визначення геометричних параметрів перешкоди, яку може подолати зразок, при заданій швидкості його руху, з урахуванням взаємного переміщення підресорних та непідресорних мас автомобіля щодо центра обертання. Також встановлено, що при переході з горизонтальної площини руху на похилу найбільш небезпечним є момент збудження коливань. Показано, що прискорене переміщення підресорних мас відносно центра обертання може призвести до значного зменшення коефіцієнта поперечної стійкості. Отримано залежності для опису взаємних переміщень підресорних та непідресорних мас, впливу геометричних параметрів перешкод на поперечну стійкість автомобіля.

Ключові слова: стійкість; автомобіль; статична стійкість; методи випробувань; розрахункова схема.

Постановка проблеми. Прямолінійний рух бойової колісної машини по пересіченій місцевості навіть зі сталою швидкістю при відсутності різких прискорень під час руху жорстко пов'язаний із ризиком її перекидання при наїзді на перешкоду одним із бортів. Подібна ситуація призводить до різкого збурення поперечних коливань транспортного засобу та навіть «пробою» підвіски, коли переміщення підресорної маси щодо центра обертання «напрямку» передає навантаження на колеса опорного борту. Дослідження [1, с. 16–21] характеру коливань, викликаних переміщенням підресорних мас у поперечній площині, показало, що найбільш небезпечним є сам момент збурення коливань, коли підресорні маси набувають максимального прискорення, що, у свою чергу, може призвести до втрати поперечної стійкості автомобіля. Оскільки потреба Збройних Сил України та інших силових структур в бойових колісних машинах зростає та спостерігається зростання активізації діяльності у цьому напрямку як заводів виробників, так і конструкторів, гостро постає проблема адекватної оцінки поведінки транспортного засобу в умовах руху по пересіченій місцевості, при постійній зміні як площини, так і швидкостей руху. Саме тому потребує дослідження як поведінка в динаміці вже виготовлених транспортних засобів («Козак», «Cougar», «Барс», «Тритон», «Spartan», «Світязь», Краз-6322 тощо), для вибору пріоритетних зразків з метою комплектування ними підрозділів, так і надання рекомендацій щодо параметрів підвіски для автомобілів, які перебувають у стадії проектування. Для проектувальників та виробників задля створення конкурентоспроможного зразка важливо спрогнозувати, як будуть поводити себе машини у різних дорожньо-грунтових умовах; визначити, яку максимальну безпечну швидкість прямолінійного стійкого руху може забезпечити машина по пересіченій місцевості із заданими кутами косоугру або які максимально можливі кути косогорів може стійко долати машина за умови заданої швидкості руху на пересіченій місцевості.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Основи теорії стійкості та керованості автомобіля було закладено Літвіновим А.С., Закіним Я.Х. та іншими. Так в [8] викладена теорія стійкості та керованості автомобіля. Значна увага приділяється характеристикам еластичного колеса, від якого, в більшості випадків, залежить криволінійний рух автомобіля. Крім того, проаналізовано зовнішні впливи, а також характеристики елементів автомобіля, що впливають на його стійкість та керованість.

Грунтовному вивченню стійкості автопоїздів присвячена робота наукової школи професора Сахно В.П. (Національний транспортний університет). Зокрема проведений комплекс робіт з розробки математичних моделей для різноманітних режимів експлуатації автопоїздів та вибору їх оптимальної компоновальної схеми з метою поліпшення ефективності експлуатації без погіршення показників стійкості, керованості та маневреності.

Питання коливання автомобіля, що викликані нерівностями дороги, розглядались у роботі Ротенберга Р.В. [9, с. 3–14] в контексті їх впливу на експлуатаційні властивості автомобіля, перш за все, на забезпечення плавності ходу автомобіля.

Характерною особливістю розглянутих робіт є вирішення конкретних прикладних завдань вдосконалення експлуатаційних і конструктивних параметрів транспортного засобу, серед яких можливо виділити нерозглянуті шляхи, а саме: дослідження впливу поперечно-кутових коливань підресорних та непідресорних мас автомобіля на показники його поперечної стійкості, та відсутність аналітичного методу оцінки здатності автомобіля до подолання перешкод.

Таким чином, запропонована модель розробляється з метою вирішення таких завдань:

1. Моделювання стійкості прямолінійного руху на пересічній місцевості вже виготовленого зразка, який розглядається як альтернативний для прийняття його на озброєння. При цьому його рух моделюється на предмет відповідності вимозі з забезпечення встановленої швидкості руху по пересічній місцевості.

2. Вироблення обґрунтованих рекомендацій для конструкторів та виробників щодо параметрів підвіски для задоволення вимог щодо подолання визначених кутів косогорів без втрати стійкості під час руху автомобіля із заданою швидкістю.

Результати досліджень. Для дослідження коливань пружної системи, що характерна для сучасних транспортних засобів, було розглянуто одномасову розрахункову схему автомобіля [1, 2, 3, 5] із системою допущень [1, с. 17]. Для побудови системи рівнянь використовувались рівняння Лагранжа другого роду [1, с. 17; 4, с. 81–131].

Таким чином, автомобіль, що розглядався, рухався прямолінійно з постійною швидкістю V_a (км/год.) та наїжджав одним бортом на перешкоду з кутом нахилу поверхні γ (град.) (рис. 1).

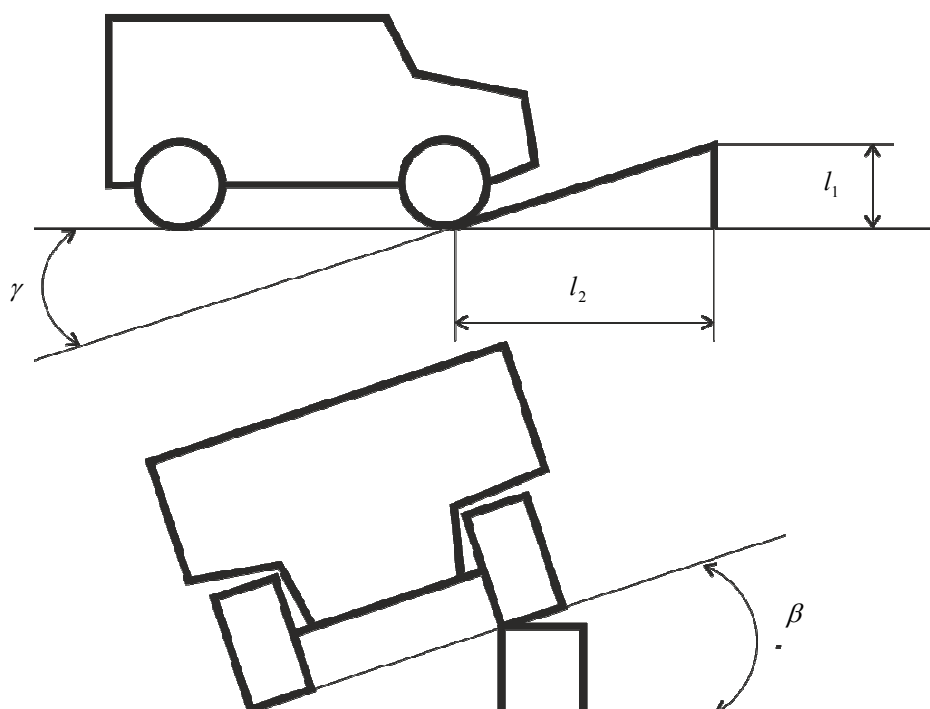


Рис. 1. Приклад наїзду автомобіля на перешкоду: γ – кут нахилу опорної поверхні перешкоди щодо горизонту; β – кут косогору, що утвориться в результаті наїзду одним із бортів автомобіля на опорну поверхню перешкоди; l_1, l_2 – геометричні параметри перешкоди

Отже, автомобіль рухався по деякій площині, до якої належать точки A, B, C, D , що утворюють прямокутник $ABCD$ (рис. 2). Причому переднє колесо борту, що наїжджав на перешкоду, знаходилось у точці D , а заднє – у точці B , колеса опорного борту були розташовані у точках C та A відповідно. Кут β відповідав куту косогору, а кут α – куту, що утворює пряма, яка проходить через центр колеса, що наїжджає на перешкоду, та колеса, що опирається на поверхню дороги, щодо горизонту.

Тоді:

$$\tan \alpha = \frac{V_a \cdot \sin(\gamma \cdot 0.016)}{3.6 L} = \beta. \quad (1)$$

де $\dot{\beta}$ – швидкість зміни кута косогуру, на який наїжджає транспортний засіб; L – відстань між центрами опорних коліс борту.

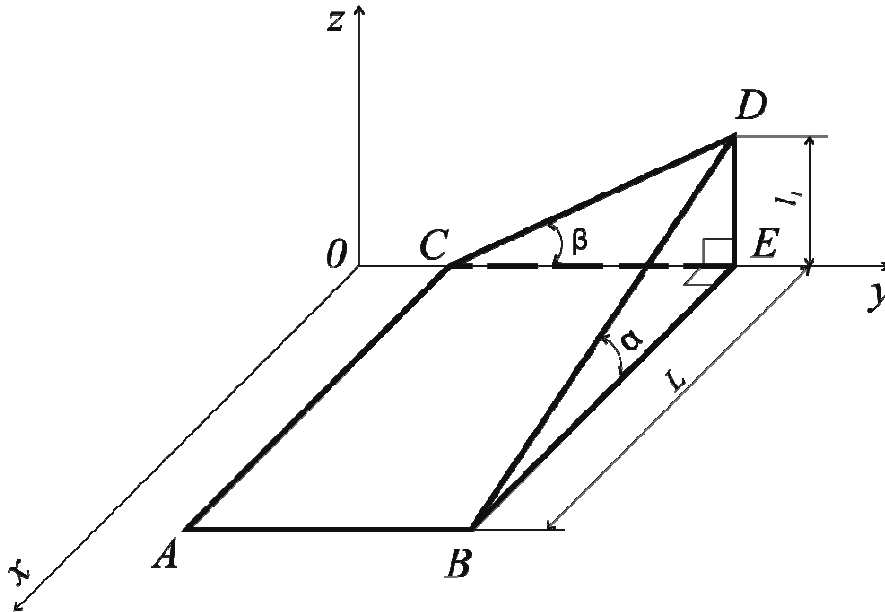


Рис. 2. Розташування опорних коліс автомобіля, що долає перешкоду одним із його бортів

З фігури $ABCDE$ визначено максимальну висоту перешкоди l_1 , яку зможе подолати автомобіль:

$$l_1 = B \cdot \sin \beta. \quad (2)$$

де B – колія автомобіля; β – критичний кут косогуру, який може подолати автомобіль [1, с. 20]:

$$\beta = \arctg \left[\frac{B \cdot g}{2 \cdot h \cdot \left(g + \frac{\mu_m}{1 + \mu_m} \cdot \ddot{\varphi} \right)} \right]. \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння; h – висота центра мас автомобіля; μ_m – коефіцієнт підресорних мас [1, с. 18; 5, с. 466]; $\ddot{\varphi}$ – максимальне прискорення переміщення підресорних мас щодо центра обертання.

Таким чином вихідними умовами для обчислення критичного кута косогуру були:

$$t = 0; \varphi(0) = 0; \dot{\varphi}(0) = \dot{\beta}. \quad (4)$$

Порядок визначення констант для даних вихідних умов [1, с. 16–21; 4, с. 81–131]. Рівняння руху підресорних мас щодо центра обертання з урахування пружно-демпферних зв'язків у підвісці автомобіля має вигляд (5) та являє собою суму трьох типів коливань, частоти яких відповідають кореням характеристичного рівняння [1, с. 16–21; 6, с. 72–84; 10, с. 112–121]:

$$\varphi(t) = C_1 + C_2 \cdot e^{-n_1 t} + e^{-n_2 t} \cdot [A \cdot \cos(k_2 \cdot t) - B_1 \cdot \sin(k_2 \cdot t)]. \quad (5)$$

Розглянемо перший тип коливань при значеннях $x_1 = 0$: $\varphi_1(t) = C_1$ при $t = 0$ отримаємо $\varphi_1(0) = 0 = C_1$ звідки $C_1 = 0$.

Розглянемо другий тип коливань при значеннях $x_2 = -n_1$: $\varphi_2(t) = C_2 \cdot e^{-n_1 t}$ при $t = 0$ отримаємо $\varphi_2(0) = 0 = C_2$ звідки $C_2 = 0$.

Розглянемо третій тип коливань при $x_{3,4} = -n_2 \pm i \cdot k_2$: $\varphi_3(t) = e^{-n_2 t} \cdot [A \cdot \cos(k_2 \cdot t) - B_1 \cdot \sin(k_2 \cdot t)]$, при $t = 0$ отримаємо $\varphi_3(0) = e^{-n_2 \cdot 0} \cdot [A \cdot \cos(k_2 \cdot 0) - B_1 \cdot \sin(k_2 \cdot 0)] = 1 \cdot [A \cdot 1 - B_1 \cdot 0] = A$, оскільки $\varphi_3(0) = 0 = A$, то $A = 0$

Для того, щоб визначити значення константи B_1 , обчислимо похідну функції $\varphi_3(t)$ за змінною t :

$$\varphi_3'(t) = \left(e^{-n_2 t} \cdot [A \cdot \cos(k_2 \cdot t) - B_1 \cdot \sin(k_2 \cdot t)] \right)' = A \cdot [-n_2 \cdot e^{-n_2 t} \cdot \cos(k_2 \cdot t) - k_2 \cdot e^{-n_2 t} \cdot \sin(k_2 \cdot t)] - B_1 \cdot [-n_2 \cdot e^{-n_2 t} \cdot \sin(k_2 \cdot t) + k_2 \cdot e^{-n_2 t} \cdot \cos(k_2 \cdot t)]$$

при $t=0$ отримаємо:

$$\varphi_3'(0) = A \cdot [-n_2 \cdot 1 \cdot \cos(0) - k_2 \cdot 1 \cdot \sin(0)] - B_1 \cdot [-n_2 \cdot 1 \cdot \sin(0) + k_2 \cdot 1 \cdot \cos(0)] = -n_2 \cdot A - k_2 \cdot B_1,$$

де $A=0$, то $\dot{\varphi}(0) = -k_2 \cdot B_1$, звідки $B_1 = -\frac{\dot{\varphi}(0)}{k_2} = -\frac{\dot{\beta}}{k_2}$.

Таким чином, рівняння руху підресорних мас транспортного засобу за вказаних вихідних умов прийме вигляд:

$$\varphi(t) = -\frac{\dot{\beta}}{k_2} \cdot e^{-n_2 t} \cdot \sin(k_2 \cdot t). \quad (6)$$

Обчисливши другу похідну за часом отриманої функції (6) визначимо значення прискорення, якого набудуть підресорні маси:

$$\ddot{\varphi}(t) = \frac{\dot{\beta}}{k_2} \cdot e^{-n_1 t} \cdot [(k_2^2 - n_1^2) \cdot \sin(k_2 \cdot t) + 2 \cdot k_2 \cdot n_1 \cdot \cos(k_2 \cdot t)], \quad (7)$$

звідки отримаємо значення критичного кута нахилу площини $ABCDE$ щодо горизонту за (3) [1, с. 20].

Максимальну безпечну висоту перешкоди l_1 , яку зможе подолати автомобіль без втрати стійкості руху при швидкості V_a , визначено за (2).

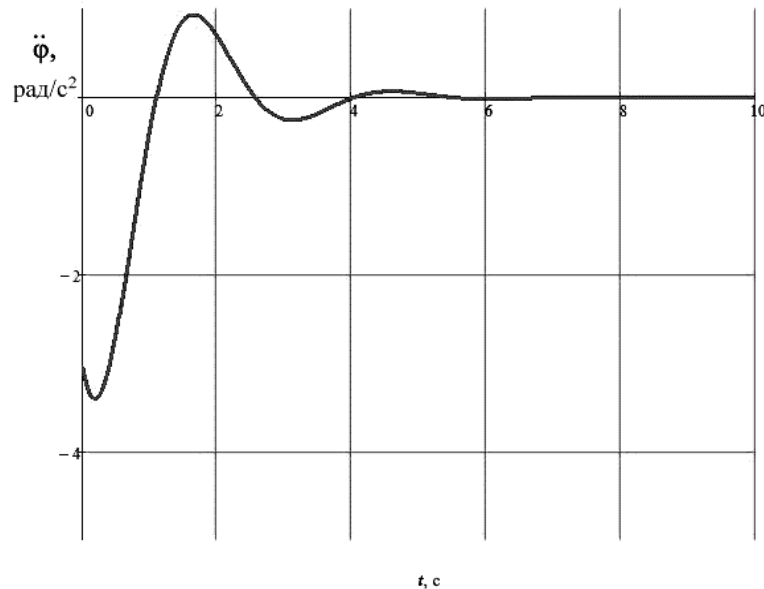


Рис. 3. Зміна прискорення підресорних мас автомобіля ЗІЛ-431410 у часі при наїзді на перешкоду

Для прикладу із гіпотетичним автомобілем, що має характеристики, наближені до характеристик автомобіля ЗІЛ-431410 при швидкості руху 40 км/год. та кутом нахилу опорної поверхні перешкоди 50 град., максимальна безпечна висота перешкоди склала 0,32 м, причому критичний кут косоугору – 25,3 град.

За даних умов підресорні маси набули прискорення 3,4 рад./с², що призвело до зменшення коефіцієнта поперечної стійкості на 18,8 %.

Ці результати отримані шляхом моделювання руху гіпотетичного автомобіля у програмному середовищі Mathcad [7, с. 38–58], що дозволило отримати графік зміни прискорення підресорних мас автомобіля у часі при наїзді на перешкоду (рис. 3).

Висновки. Запропонована модель поведінки підресорних мас автомобіля в момент переходу з горизонтальної площини руху на похилу (момент подолання перешкоди) під час його прямолінійного рівномірного руху дозволяє аналітичним методом визначити максимальну висоту перешкоди, яку зможе подолати автомобіль за заданих швидкості руху та куті нахилу опорної поверхні перешкоди. Це дозволить змодельовати стійкість прямолінійного руху вже виготовленого зразка з забезпечення встановленої швидкості руху на пересічній місцевості, а також надати обґрунтовані рекомендації щодо параметрів підвіски для задоволення вимог щодо подолання визначених кутів косогорів без втрати стійкості під час прямолінійного руху автомобіля із заданою швидкістю по пересіченій місцевості.

Список використаної літератури:

1. *Башинський А.Л.* Моделювання поведінки підресорених і невідресорених мас автомобіля в момент переходу з горизонтальної площини руху на похилу / *А.Л. Башинський, С.А. Остапівський* // Наукові нотатки. – Луцьк : Друкарня Вежа-Друк, 2016. – Вип. 55. – С. 16–21.
2. *Башинський А.Л.* Розрахункові схеми статичної поперечної стійкості / *А.Л. Башинський* // Автошляховик України. – К. : ТОВ «Типографія «Альфа», 2015. – № 3 (245). – С. 22–23.
3. *Башинський А.Л.* Альтернативний підхід до оцінки поперечної стійкості автомобіля / *А.Л. Башинський, С.А. Остапівський* // Вестник Харьковського Нац. автомобільно-дорожного ун-та. – Харків : Вид-во Харківського Нац. автомобільно-дорожного ун-ту, 2015. – Вип. 71. – С. 151–155.
4. *Бидерман В.Л.* Теория механических колебаний : учебник / *В.Л. Бидерман*. – М. : Высшая школа, 1980. – 408 с.
5. *Вікович І.А.* Теорія руху транспортних засобів : підручник / *І.А. Вікович*. – Львів : Вид-во „Львівська політехніка”, 2013. – 672 с.
6. *Іванов Б.О.* Конспект лекцій із теоретичної механіки : навч. посібник / *Б.О. Іванов, М.В. Максюта*. – К. : Вид.-поліграф. центр «Київський університет», 2012. – 207 с.
7. *Кирьянов Д.В.* Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0 / *Д.В. Кирьянов*. – СПб. : БХВ-Петербург, 2012. – 432 с.
8. *Литвинов А.С.* Управляемость и устойчивость автомобиля / *А.С. Литвинов*. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
9. *Ротенберг Р.В.* Подвеска автомобиля / *Р.В. Ротенберг*. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
10. *Яблонский А.А.* Курс теории колебаний / *А.А. Яблонский, С.С. Норейко*. – М. : Высшая школа, 1961. – 207 с.

References:

1. Bashyns'kyj, A.L. and Ostashevs'kyj, S.A. (2016), “Modeljuvannja povedinky pidresorenyh i nepidresorenyh mas avtomobilja v moment perehodu z goryzontal'noi' ploshhyny ruhu na pohylu”, *Naukovi notatky*, Vol. 55, pp. 16–21.
2. Bashyns'kyj, A.L. (2015), “Rozrahunkovi shemy statychnoi' poperechnoi' stijkosti”, *Avtoshljahovyk Ukrainy*, Vol. 3 (245), pp. 22–23.
3. Bashyns'kyj, A.L. and Ostashevs'kyj, S.A. (2015), “Al'ternatyvnyj pidhid do ocinky poperechnoi' stijkosti avtomobilja”, *Vestnik Khar'kovskogo natsional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*, Vol. 71, pp. 151–155.
4. Biderman, V.L. (1980), *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy*, Vysshaya shkola, Moscow, 408 p.
5. Vikovich, I.A. (2013), *Teoriya ruhu transportnyh zasobiv*, Vydavnyctvo L'vivs'koj politehniky, L'viv, 672 p.
6. Ivanov, B.O. (2012), *Konspekt lekcij iz teoretychnoi' mehaniky*, Vydavnycho-poligrafichnyj centr “Kyiv's'kyj universytet”, Kyiv, 207 p.
7. Kir'yanov, D.V. (2012), *Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0*, BKhV-Peterburg, St. Petersburg, 432 p.
8. Litvinov, A.S. (1971), *Upravlyaemost' i ustoychivost' avtomobilya*, Mashinostroenie, Moscow, 416 p.
9. Rotenberg, R.V. (1972), *Podveska avtomobilya*, Mashinostroenie, Moscow, 392 p.
10. Yablonskiy, A.A. and Noreyko, S.S. (1961), *Kurs teorii kolebaniy*, Vysshaya shkola, Moscow, 207 p.

БАШИНСЬКИЙ Андрій Леонідович – ад'юнкт Національної академії Державної прикордонної служби України імені Богдана Хмельницького.

Наукові інтереси:

– стійкість транспортного засобу.

Тел.: 0985571181

E-mail: andreyingener@gmail.com.

Стаття надійшла до редакції 09.09.2016