

УДК 656.052.8

АЛЬТЕРНАТИВНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

С.А. Осташевський, проф., к.т.н., А.Л. Башинський, ад'юнкт,
Національна академія Державної прикордонної служби України,
м. Хмельницький

Анотація. Запропоновано альтернативний підхід до оцінки показників поперечної стійкості автомобілів з урахуванням передачі сили поперечно-кутових коливань системи «автомобіль – дорожнє покриття» на опорну поверхню та розрахункову схему для визначення реакцій дороги на колеса автомобіля з урахуванням переміщень центрів мас та коліс автомобіля.

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

АЛЬТЕРНАТИВНЫЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

С.А. Осташевский, проф., к.т.н., А.Л. Башинский, адъюнкт,
Национальная академия Государственной пограничной службы Украины,
г. Хмельницкий

Аннотация. Предложены альтернативный подход к оценке показателей поперечной устойчивости автомобилей с учетом передачи силы поперечно-угловых колебаний системы «автомобиль – дорожное покрытие» на опорную поверхность и расчетная схема для определения реакций дороги на колеса автомобиля с учетом перемещений центров масс и колес автомобиля.

Ключевые слова: устойчивость, автомобиль, статическая устойчивость, методы испытаний, расчетная схема.

AN ALTERNATIVE APPROACH TO ASSESSING THE LATERAL STABILITY OF THE CAR

S. Ostashevskiy, Prof., Ph. D. (Eng.), A. Bashynskiy, Adj.,
National Academy of State Border Service of Ukraine, Khmelnytskyi

Abstract. An alternative approach to performance assessment of the transverse stability of cars, considering transferring the force of transverse corner fluctuations of the «car – pavement» system on the supporting surface and the calculation scheme for determining the reactions of the road on the wheels of a vehicle based on movement of the center of masses and the wheels of the car.

Key words: stability, car, static stability, test methods, design scheme.

Вступ

Стійкість є однією з найважливіших експлуатаційних властивостей автомобіля. Збереження стійкості автомобіля дозволяє інтенсифікувати транспортні перевезення та гарантувати безпеку руху автотранспортних засобів.

Системи електронного контролю стійкості, які встановлюються на транспортних засобах з високо розташованим центром мас, розраховані на виконання додаткової функції «контроль стійкості до перекидання». Основна відмінність у роботі пристрою контролю за стійкості до перекидання полягає в тому, що транспортний засіб у деякій мірі все одно

відхилиться від напрямку руху, заданого водієм, з метою зменшення величини бокового прискорення, яке може стати причиною перекидання [1].

Аналіз публікацій

Зауважимо, що при вирішенні багатьох науково-практичних задач разом із покращенням стійкості поліпшується і керованість автотранспортних засобів. Проблему поліпшення показників стійкості та керованості сідлового автопоїзда розглядали такі відомі вчені, як Антонов Д.А., Аксенов П.В., Волков В.П., Закін Я.Х., Літвінов А.С., Подригало М.А., Сахно В.П., Солтус А.П., Смірнов Г.А., Фаробін Я.Є. [2, 3, 5, 7, 8].

Проте на сьогодні контроль стійкості до перекидання являє собою новий метод, котрий перебуває у стадії розробки, та алгоритм роботи зазначених систем не дозволяє прогнозувати характер поперечно-кутових коливань транспортного засобу під час руху [1].

Мета і постановка завдання

Метою статті є визначення перспективних напрямів досліджень методів визначення показників стійкості автомобіля.

Підхід до оцінки поперечної стійкості автомобіля

Коливання автомобіля в основному виникають під час руху по дорожніх нерівностях. Вертикальна жорсткість як передньої, так і задньої підвіски сучасних автомобілів знаходиться у межах 20–60 кН/м, а вертикальна жорсткість шин – 200–450 кН/м (менше значення жорсткості відноситься до легкових автомобілів, а більше – до вантажних). «М'яка» підвіска у момент подолання перешкоди значно деформується, викликаючи поперечно-кутові коливання підресореної маси, які затухають доволі повільно. Шини викликають високочастотні коливання автомобіля [2].

Таким чином, коливання автомобіля умовно розділяють на низькочастотні (до 15–18 Гц) та високочастотні. З високими частотами переважно коливаються непідресорені маси, а з низькими – підресорені, причому вага непідресорених мас не сприймається підвіскою, а передається через шину на опорну поверхню;

вага ж підресорених мас передається через пружні елементи підвіски [2].

За результатами досліджень [3] встановлено, що поперечно-кутові коливання транспортного засобу впливають не лише на організм людини, а й погіршують поперечну стійкість автомобіля та залежать від завантаженості транспортного засобу. Так, стійкість сідлового автопоїзда зменшується на 13–27 %, а критична швидкість руху сідлового автопоїзда по перекиданню – в 1,13–1,28 разів у порівнянні зі значеннями, отриманими методами, визначеними стандартом України [4]. У роботі [3] автором уточнено математичну модель поперечно-кутових коливань сідлового автопоїзда із пневматичною підвіскою при русі по нерівностях дорожнього покриття на прямолінійних ділянках та при виконанні маневрів типу «поворот», «переставка» з урахуванням впливу завантаженості напівпричепа на крен платформи. А також запропоновано формулу для визначення коефіцієнта поперечної стійкості транспортного засобу з урахуванням таких факторів:

- крен моста відносно дороги;
- крен платформи напівпричепа відносно дороги;
- розташування вантажу;
- ухил дороги;
- зсув точки перекидання унаслідок деформації шин.

Разом з тим, аналіз суміщених за часом кривих коливань кузова над передніми і задніми колесами та передніх, задніх коліс відповідно (рис. 1), отриманих у ході випробувань автомобіля на стенді з безкінечними дорожніми стрічками, показує, що коливання підресорених мас сильно відрізняються від коливань непідресорених мас як за періодом коливань, так і за фазою.

Таким чином, на відрізок часу Δt , протягом якого відбувається максимальне відхилення кузова від точки рівноваги та повернення його у вихідне положення, відбувається декілька періодів коливань непідресорених мас (T_k), що свідчить про періодичну зміну нормальних та бокових реакцій на колесах транспортного засобу. Отже, за відрізок часу Δt відбувається декілька періодів зміни сил зчеплення між колесами та дорожнім покриттям. Тоді у період часу Δt виникають моменти, коли вказані сили зчеплення досягають своїх мінімальних значень, за одночасного

збереження обертального моменту, викликаного переміщенням підресорених мас.

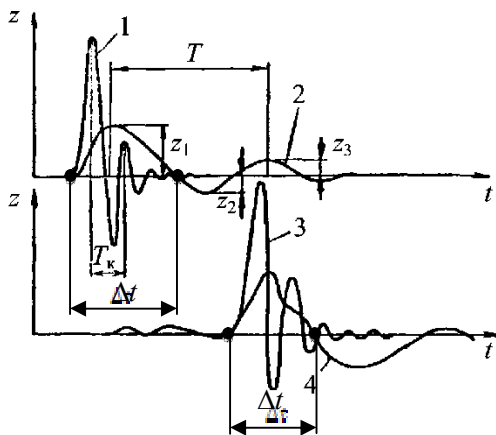


Рис. 1. Криві коливань частин автомобіля, суміщених за часом [2]: 1 – передніх коліс; 2 – кузова над передніми колесами; 3 – задніх коліс; 4 – кузова над задніми колесами

Розподіл нормальних і бокових реакцій дороги між колесами однієї осі справляє суттєвий вплив на стійкість та керуваність транспортного засобу [5]. У даному випадку нормальні реакції на колесах транспортного засобу слід розглядати як деякі динамічні зусилля R [6], що передаються від коліс на дорожнє покриття у точці їх контакту під час здійснення поперечно-кутових коливань системи «автомобіль–дорожнє покриття»

$$R = \text{Re } R(t) = R_0 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma). \quad (1)$$

Відомо, що порушення стійкості під час усталеного руху по колу (повороту на поперечному нахилі) проявляється у боковому ковзанні коліс або перекиданні автомобіля у площині, перпендикулярній до поздовжньої осі, та умовами втрати стійкості є [7]

$$P_{jy} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta = \sum R_y \quad (2)$$

та

$$\begin{aligned} & (P_{jy} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta) \cdot h = \\ & = (G \cdot \cos \beta + P_{jy} \cdot \sin \beta) \cdot m, \end{aligned} \quad (3)$$

де P_{jy} – сила інерції автомобіля; β – кут нахилу опорної поверхні; G – вага автомобіля; $\sum R_y$ – сума проєкцій реакцій на поперечну вісь, що діють на колеса; h – плече переки-

дального моменту; m – плече відновлювального моменту.

Таким чином, поперечна складова сили інерції P_{jy} може викликати поперечне ковзання коліс транспортного засобу у випадку, коли вона стане рівною силі зчеплення коліс із дорожнім покриттям. Сила зчеплення коліс із дорожнім покриттям визначається як

$$R_y = R \cdot \mu_y, \quad (4)$$

де μ_y – коефіцієнт зчеплення шини з дорожнім покриттям.

Отже, відома розрахункова схема для визначення нормальних та бокових реакцій дороги на колесах під час руху автомобіля по узгір'ю (рис. 2) потребує подальшого удосконалення, оскільки на стійкість транспортного засобу мають суттєвий вплив не лише періодична зміна координат центру мас, що приводить до періодичної зміни значень величин h_g та m , але й періодична зміна координат центрів коліс, що веде до зміни значень сил реакцій дороги на колеса транспортного засобу та до періодичної зміни сил зчеплення між колесами транспортного засобу і дорожнім покриттям.

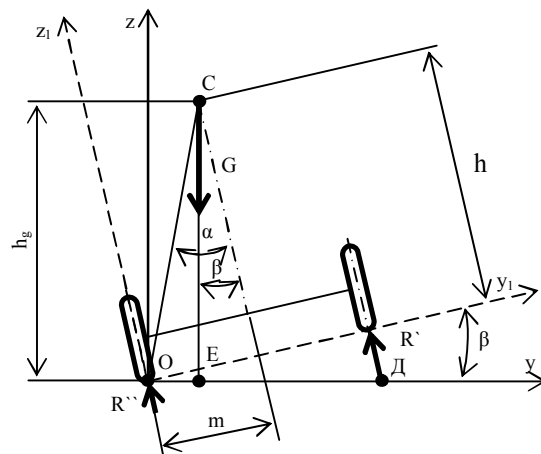


Рис. 2. Розрахункова схема сил для визначення вертикальних (сумарних) реакцій на колесах [5]

Тоді під час визначення граничного кута поперечного нахилу дороги відносно горизонту, за якого забезпечується стійкість транспортного засобу проти перекидання, за

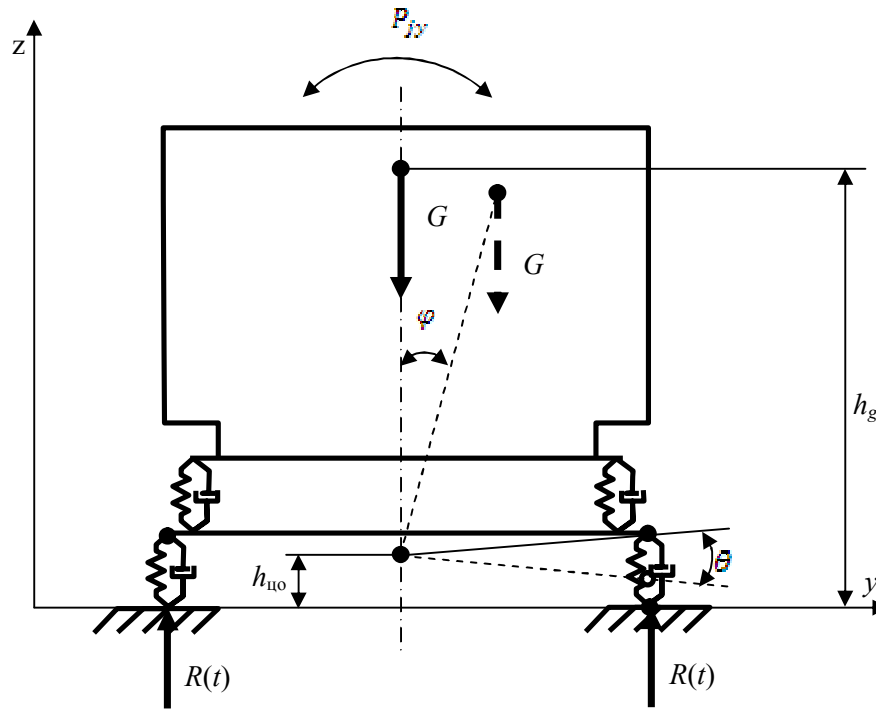


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта передачі сили: φ, θ – кути крену підресорених та непідресорених мас; $h_{цo}$ – висота центру обертання підресорених та непідресорених мас

рівнянням моментів відносно т. O (рис. 2) у системі координат $(z_1; y_1)$ необхідно врахувати сили, які виникатимуть у результаті короткочасного проковзування колеса у т. O вздовж осі y_1 на деяку величину Δy_1 із прискоренням $\frac{d^2}{dt^2} \Delta y_1$, що може виникнути в результаті досягнення мінімуму сил зчеплення коліс із дорожнім покриттям в т. O при повній розвантаженні колес протилежного борту автомобіля. У такому випадку перекидальний момент $G \cdot h \cdot \sin \beta$ збільшиться на деяку величину $m_a \cdot h \cdot \frac{d^2}{dt^2} \Delta y_1$. Рівняння моментів набуде такого вигляду

$$G \cdot h \cdot \sin \beta + m_a \cdot h \cdot \frac{d^2}{dt^2} \Delta y_1 = G \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \beta, \quad (5)$$

де B – колія автомобіля; m_a – маса автомобіля.

З рівняння (5) отримаємо

$$\eta = \tan \beta = \frac{B}{2 \cdot h} - \frac{1}{g \cdot \cos \beta} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \Delta y_1, \quad (6)$$

де η – коефіцієнт поперечної стійкості транспортного засобу.

Таким чином, зі зростанням кута нахилу опорної поверхні складова рівняння (6)

$\frac{1}{g \cdot \cos \beta} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \Delta y_1$ зростатиме. Наприклад, за значення кута $\beta = 40^\circ$ співвідношення

$$\frac{1}{g \cdot \cos \beta} \approx 0,1332,$$

що при проковзуванні автомобіля із прискоренням 1 м/с^2 може призвести до зменшення кута $\beta_{гр}$ на $7,58^\circ$, а η – на $0,13$, за їх значень для вантажних автомобілів 30° – 40° та $0,55$ – $0,8$ відповідно. Таким чином, періодична зміна сил зчеплення коліс із дорожнім покриттям під час поперечно-кутових коливань підресорених та непідресорених мас автомобіля, за певних умов, може суттєво вплинути на стійкість транспортного засобу.

Оскільки найважливішою особливістю коливань транспортного засобу є те, що під час руху на дорогах довільного профілю інтенсивні коливання кузова відбуваються з частотами, близькими до низьких власних частот, а коливання коліс – до високих власних

частот [8], то вказана особливість дозволяє застосувати розрахункову схему (рис. 3) для дослідження впливу періодичної зміни реакцій дороги на колеса автомобіля на його поперечну стійкість.

Висновок

Отже, обчислення передачі сили коливань від системи «автомобіль–дорожнє покриття» на опорну поверхню за розрахунковою схемою (рис. 3) надасть можливість дослідити зміну у часі радіальних та бокових реакцій дороги на колесах автомобіля з урахуванням поперечно-кутових коливань центру мас та центрів коліс транспортного засобу, скласти прогнозну модель поведінки транспортного засобу на дорозі з урахуванням зміни сил зчеплення шин з дорожнім покриттям.

Література

1. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8 – [Введені в Глобальний реєстр. 2008-06-26] – Женева: Глобальний реєстр. ООН, 2008. – 116 с.
2. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник/ Р.П. Кушвид. – М.: Издательство МГИУ, 2011. – 351 с.
3. Гречанюк М.С. Поліпшення показників поперечної стійкості сідлового автопоїзда з пневматичною підвіскою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / М.С. Гречанюк. – Львів, 2013. – 21 с.
4. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи вивчення основних параметрів випробуваннями: ДСТУ 3310–96. – Чинний від 1997-01-01. –К.: Держстандарт України, 1996 – 10 с. – (Державний стандарт України).
5. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов: монография / М.А. Подригало. – Х.: Академия ВВ МВСУ, 2013. – 222 с.
6. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
7. Литвинов А.С. Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.С. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
8. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів: підручник / І.А. Вікович. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 672 с.

Рецензент: В.П. Волков, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 15 грудня 2015 р.