

ШЛЯХИ ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Батюк М.В.

Науковий консультант: д.т.н. проф. Гецович Є.М.

*Сумський національний аграрний університет
м. Суми, Україна*

Дослідженню динаміки гальмування автомобіля і пошуків шляхів її вдосконалення присвячені праці багатьох вітчизняних і зарубіжних вчених. Велика кількість досліджень по гальмівній динаміці автомобілів свідчить про важливість і складність проблеми її поліпшення. Перші глибокі дослідження гальмівної динаміки автомобіля проведені Е.А. Чудаковим і його учнями У їх роботах виконані теоретичні дослідження шляхом формалізації плоскої фізичної моделі автомобіля. У роботах Е.А. Чудакова також отримано залежності, що дозволяють визначити оптимальне співвідношення гальмівних сил на двоосному автомобілі виходячи з умови одночасного блокування всіх коліс. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} \quad (1)$$

де P_{T1} , P_{T2} - сумарні гальмівні сили на передній і задній осях, що забезпечує оптимальне співвідношення цих сил, залежить від зчепних умов і геометричних параметрів автомобіля і може бути обчислений за формулою

$$\beta_0 = \frac{\varphi_0 h_g + b}{L} \quad (2)$$

де φ_0 - коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею;

h_g , b - координати центру мас;

L - база автомобіля.

У роботах Я.М. Певзнера доведено, що найбільш небезпечним випадком занесення є занесення першого роду, яке відбувається при бічному ковзанні тільки задньої осі автомобіля. Показано, що такий занос виникає при випереджальному блокуванні коліс задньої осі і різниться навіть при заблокованих задніх і незаблокованих передніх колесах дуже нестійко. У разі одночасного блокування всіх коліс може виникнути занос другого роду, при якому передня і задня осі ковзають в протилежних напрямках. Такий занос менш небезпечний, по-перше, тому, що він не супроводжується значними відхиленнями від початкового напрямку руху, а по-друге - тому, що при занесенні другого роду відбувається стабілізація руху, тобто при припиненні дії збурюючого фактора бічне ковзання осей загасає. Положення автомобіля із заблокованими передніми і незаблокованими задніми колесами ще більш стійко, оскільки після припинення дії збурюючого фактора інерційні сили прагнуть повернути автомобіль в положення з початковою орієнтацією поздовжньої осі.

Цей напрямок одержав розвиток у роботах А.Б. Гредескула, який показав, що при постійному, обумовленому конструкцією автомобіля (статичному) розподілі гальмівних сил по осях процес гальмування автомобіля складається з трьох фаз: до початку

блокування коліс - перша фаза; після блокування коліс однієї з осей - друга; після блокування всіх коліс автомобіля - третя, і вивів аналітичні залежності, що дозволяють обчислити величину сумарної гальмівної сили в будь-який з фаз. Експериментально доведено, що оптимальне гальмування автомобіля забезпечується при гальмуванні коліс на межі блокування, а в разі гальмування при заблокованих колесах не тільки виникає небезпека занесення, але і знижується на 10 ... 15% ефективність гальмування. Результати досліджень, виконаних А.Є. Чудаковим, Я.М. Певзнером і А.Б. Гредескулом, а також аналогічних досліджень, проведених зарубіжними вченими, послужили теоретичними передумовами розробки і дослідження регуляторів гальмівних сил, що дозволяють змінювати коефіцієнт розподілу гальмівних сил в процесі гальмування для забезпечення випереджаючого блокування передніх коліс. Всі відомі на сьогоднішній день регулятори гальмівних сил побудовані за принципом розімкнутої автоматичної системи регулювання тиску в виконавчих апаратах гальмівного приводу в залежності від динамічного перерозподілу зчпного ваги між колесами автомобіля, яке оцінюється або по взаємному переміщенню підресорених і недопідесорених мас автомобіля, або за величиною і зміни тиску в пневматичних пружних елементах пневмопідвіски [4,208]. Д.А. Антонов показав, що розподіл гальмівних сил по осях пропорційно нормальним навантаженням на них - це необхідна, але недостатня умова стійкості руху при гальмуванні. На підставі врахування нелінійного відведення їм зроблено висновок про необхідність розподілу гальмівних сил при зміні в процесі гальмування нормальних навантажень на колеса в співвідношенні, що перевищує пропорційне відношення гальмівних і нормальних реакцій. За функціональним призначенням регулятори гальмівних сил можуть бути розділені на три основні групи:

- міжосьові регулятори, які коригують тиск в виконавчих апаратах гальмівного приводу задніх коліс в залежності від перерозподілу зчпної ваги між осями автомобіля під дією поздовжньої сили інерції;

- міжбортові регулятори, які змінюють співвідношення тисків у виконавчих апаратах приводу гальм лівого і правого бортів в залежності від перерозподілу зчпного ваги між колесами бортів під дією гравітаційних (на поперечних схилах) або інерційних (при криволінійному русі) сил;

- поколісні регулятори, які коригують тиск в гальмівному приводі кожного колеса в залежності від зчпної ваги, що припадає на дане колесо з урахуванням його міжосьового і міжбортового перерозподілу. Довгий час вважалося, що завдання міжосьового розподілу гальмівних сил автоматичним регулятором полягає в якомога ближчій апроксимації ідеальної кривої розподілу (рис.1.) кусочно-лінійною залежністю $P_{T2} = P_{T2}(P_{T1})$. Такий погляд на завдання міжосьового регулятора пояснюється тим, що при ідеальній характеристиці в динамічній стадії процесу гальмування досягається максимальне використання зчпної ваги автомобіля. Однак, виконана в роботі [180] кількісна оцінка впливу точності апроксимації на ефективність гальмування показала, що цей вплив досить незначний. Наприклад, скорочення гальмівного шляху в разі екстреного гальмування при апроксимуючій характеристиці регулятора в порівнянні зі статистичним розподілом,

показаним на рис. 1.1 пунктирною лінією, не перевищує 1% на всіх дорожніх покриттях при початковій швидкості 40 км/год. У міру підвищення початкової швидкості вплив характеристики регулятора знижується. У зв'язку з цим більш кращим представляється випередження блокування передніх коліс за рахунок відповідного статичного розподілу гальмівних сил між осями, ніж за допомогою динамічного регулятора. Ця теза стає ще більш безперечною з урахуванням досить низької конструктивної і параметричної надійності регуляторів гальмівних сил. З обстежених автомобілів, що знаходяться в експлуатації з міжосьовими регуляторами у 80% характеристики регуляторів істотно відрізнялися від заводських.

Основні відмови регуляторів призводять або до випереджаючого блокування задніх коліс, або до значного зниження ефективності або виключення з роботи гальм задніх коліс.

Міжбортові і поколісні регулятори гальмівних сил конструктивно складніші і внаслідок цього, мабуть, ще менш надійні. Низька ефективність регуляторів гальмівних сил, що забезпечують лише зниження ймовірності, але не усунення можливості втрати стійкості руху при гальмуванні, а також той факт, що при екстремних гальмуваннях необхідно не тільки забезпечити стійкість прямолінійного руху, але і можливість маневрування, зумовили пошуки більш радикальних засобів поліпшення гальмівної динаміки автомобілів.

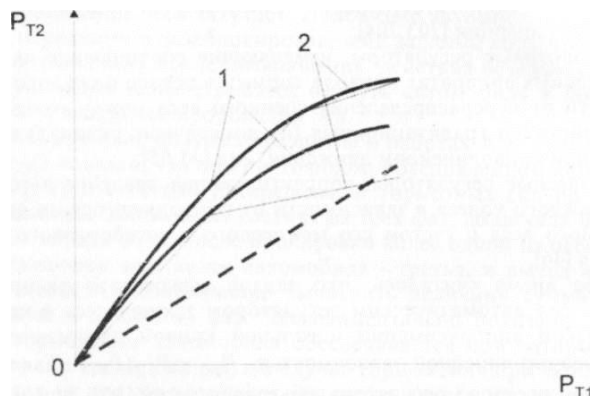


Рисунок 1 – Орієнтовна характеристика міжосьового регулятора гальмівних сил:
1 - ідеальна залежність; 2 - залежність, що забезпечується міжосьовим регулятором.

Численні теоретичні та експериментальні дослідження, виконані вітчизняними та зарубіжними вченими показали, що забезпечення стійкості і керованості автомобіля при збереженні (або навіть поліпшенні) гальмівної ефективності можливо тільки за умови запобігання блокування всіх коліс автомобіля і їх гальмуванні на грані блокування. Для вирішення цього завдання необхідна розробка замкнених автоматичних систем управління гальмуванням зі зворотним зв'язком по динамічному стану гальмуючого колеса, що забезпечують близьку до оптимальної ступінь загальмованості коліс. Такі системи отримали в літературі назву антиблокувальних гальмівних систем (АБС).

Список літератури

1. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожнотранспортного происшествия /А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараев, А.О. Малявин // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. Х.: ХНАДУ. 2010. – Вып. 26. – С. 17 – 22.