

УДК 692.113-592

УПРАВЛІННЯ КОВЗАННЯМ КОЛЕСА ЯК АЛЬТЕРНАТИВНА СТРАТЕГІЯ КЕРУВАННЯ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ ГАЛЬМ АВТОМОБІЛЯ

Кандидат технічних наук Сирота В.І.,
Рачковський Л.В.

У статті розглянуто основні проблеми поліпшення робочих характеристик антиблокувальних систем автомобільних гальм за допомогою використання управління ковзанням колеса.

In the article considered the basic problems of improving the automobile brakes antilocking systems performance using wheel slip control.

У відповідності до правил ЄЕК ООН, всі нові автомобілі мають бути обладнані антиблокувальною системою гальм. Це дозволяє суттєво підвищити безпеку автомобіля під час гальмування, зокрема запобігти заносу або складанню автопоїзда. У зв'язку з цим провідні компанії світу розробляють і удосконалюють антиблокувальні системи (далі АБС) гальм.

Ціллю подальших досліджень є створення більш досконалого алгоритму управління АБС, що враховує реальні параметри руху автомобіля і змінює керовані величини у реальному часі. Існуючі алгоритми управління АБС вирішити ці задачі не здатні. Базуючись на вимірюванні кутової швидкості та кутового прискорення колеса, стандартний алгоритм АБС визначає момент блокування колеса і зменшує гальмівний тиск для розблокування колеса. Відповідно поздовжнє ковзання колеса змінюється в межах від 0.05 до 1. В результаті періодичного блокування та розблокування колеса збільшується гальмівний шлях. Особливо це проявляється на нерівних покриттях та покриттях з низьким коефіцієнтом зчеплення, коли блокування колеса настає рано і стрибкоподібно. Очевидним вирішенням цієї проблеми є створення алгоритму, який би підтримував поздовжнє ковзання колеса в зоні максимального коефіцієнту зчеплення за будь-яких умов [1].

Щоб зрозуміти як має здійснюватись управління ковзанням колеса, розглянемо теоретичні основи на яких базується робота АБС. Рух автомобіля в режимі проковзування коліс можна описати наступними рівняннями. Рух n -го колеса j -ої описується рівнянням:

$$j_k \omega'_k = \pm M_T + R_x r_\delta, \quad (1)$$

де j_k — момент інерції колеса;
 ω'_k — кутове прискорення колеса;
 M_T — гальмівний момент, що діє на колесо;
 R_x — поздовжня реакція;
 r_δ — динамічний радіус колеса.

Рух автомобіля в цілому описується рівнянням:

$$m_a \dot{v}_a = \pm \sum_{j=1}^m \sum_{n=1}^2 R_x^n, \quad (2)$$

де m_a — маса автомобіля;
 \dot{v}_a — його прискорення;
 j — номер осі автомобіля;
 n — номер колеса на осі;
 m — кількість осей автомобіля.

Зміна швидкості автомобіля визначається як:

$$v_a = v_0 + \int_0^t \dot{v}_a dt, \quad (3)$$

де v_a — швидкість автомобіля;
 v_0 — його швидкість на початку сповільнення.

Зміна шляху транспортного засобу визначається як:

$$L_{T(P)} = \int_0^t v_a dt, \quad (4)$$

де $L_{T(P)}$ — шлях, який проходить автомобіль за час гальмування.

Відомо, що найважливішою експлуатаційною характеристикою шини на режимах проковзування є відносне ковзання S . В режимі гальмування воно визначається:

$$S = \frac{v_a - \omega_k r_d}{v_a}, \quad (5)$$

де v_a — абсолютна швидкість автомобіля;
 ω_k — кутова швидкість гальмуючого колеса;
 r_d — динамічний радіус колеса.

Від його величини залежать коефіцієнти зчеплення в поздовжній (ϕ_x) та поперечній (ϕ_y) площинах. Причому залежності ці доволі складні (Рис. 1).

Як видно з Рис. 1, для більшості випадків взаємодії колеса з опорною поверхнею, особливо на слизьких поверхнях, функція $\phi(S)$ має максимум. І якщо це максимальне, (оптимальне) значення коефіцієнта зчеплення позначити $\phi_{кр}$, значення проковзування $S_{кр}$, що відповідає $\phi_{кр}$, характеризує критичне значення проковзування колеса, так як розділяє області проковзування, що відповідають режимам стійкого і не стійкого руху автомобіля [2].

Дійсно, при $0 < S \leq S_{кр}$ похідна $d\phi_x/dS$ додатня, тому при постійному значенні гальмівного моменту M_T , що діє на колесо, момент поздовжньої реакції R_x (момент зчеплення шини з опорною поверхнею) буде мати чітко визначене значення. В такому випадку сповільнення колеса і автомобіля теж будуть мати чітко визначені значення, а проковзування колеса буде постійним. При деякому значення M_T ковзання колеса досягне критичного ($S_{кр}$) значення. В такому випадку навіть при стабілізації гальмівного моменту ковзання буде збільшуватись, оскільки в області $S_{кр} < S \leq 1$ похідна $d\phi_x/dS$ від'ємна і з підвищенням S її абсолютна величина стає більшою. Тому коефіцієнт ϕ_x зчеплення зменшується, а сума моментів в правій частині рівняння 1 неконтрольовано зростає, що призводить до блокування колеса.

Стає зрозуміло, що основна проблема АБС полягає у тому, що пряме вимірювання ковзання S колеса неможливе. Аналізуючи рівняння (5) видно, що з усіх параметрів АБС вимірює лише один — кутову швидкість колеса. Навіть якщо вважати, що динамічний радіус r_d постійний, то залишається v_a — поточне значення якої визначити дуже важко, оскільки з моменту початку гальмування із проковзуванням швидкість автомобіля не відповідає швидкості, що визначається за кутовою швидкістю обертання колеса або валів трансмісії. Відповідно виникає необхідність застосування алгоритму визначення швидкості непрямыми методами, що засновані на оцінюванні прискорення колеса при гальмуванні та функціонального стану елементів шасі та трансмісії.

Приймаючи, що функція $\phi_x(S)$ — однакова для всіх гальмуючих коліс а параметри гальмівних механізмів і режими їх роботи також однакові, можна представити рівняння 1 у вигляді:

$$I_{ки} \omega_k = -M_{T\Sigma} + M_{\phi\Sigma} + M_{TP\Sigma}, \quad (6)$$

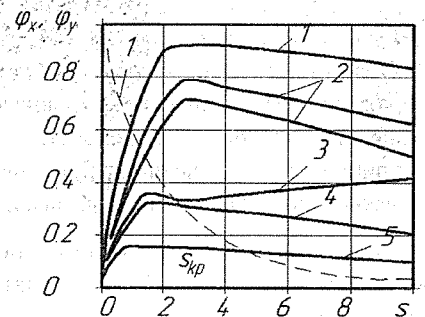


Рис. 1. Залежність коефіцієнта зчеплення поздовжньої (ϕ_x) та поперечної (ϕ_y) від коефіцієнта відносного ковзання: 1 — сухий асфальт; 2 — мокрий асфальт; 3 — сніг, що тільки випав; 4 — ущільнений сніг; 5 — лід

де I_{kn} — приведений до коліс сумарний момент інерції обертових мас трансмісії та двигуна автомобіля;

ω_k — кутова швидкість обертання коліс;

$M_{T\Sigma}$ — сумарний момент гальмівних механізмів;

$M_{\varphi\Sigma}$ — сумарний момент, що створюється поздовжніми реакціями R_x ;

M_{TPS} — сумарний момент опору у двигуні, трансмісії та ходовій частині автомобіля.

Рівняння (2), при прийнятих допущеннях $m\dot{v}_a = \sum R_z$, можна представити:

$$v_a = -g(\varphi_x + \psi), \quad (7)$$

де g — прискорення вільного падіння;

ψ — коефіцієнт опору дороги.

Цілком очевидно, що жодний з цих параметрів неможливо виміряти в реальному часі під час гальмування автомобіля. Можлива лише непрямая оцінка фізичних параметрів, що необхідні для роботи алгоритму АБС.

При оптимальному гальмуванні цільова функція $\varphi_x(S)$, а відповідно і $M_\varphi(S)$ мають досягати максимуму. При яскраво-вираженому максимумі функції $\varphi_x(S)$ в області $0 < S < S_{kp}$ похідна $d\varphi_x/dS$ більше нуля, а в області $S_{kp} < S < l$ вона, навпаки, менша нуля. Крім того, в рівняннях 6 та 7 функції φ_x та M_φ є функціями часу. В такому випадку знак похідної функції $\varphi_x(M_\varphi)$ відповідає знаку похідної $d\varphi_x/dS$ (dM_φ/dS), а зміна знаку похідної при переході через максимум функції $\varphi_x(S)$ відбувається одночасно з зміною знака $d\varphi_x/dS$.

Дійсно, при сповільненні колеса $\omega_k < 0$, в той час як $S' > 0$ знак φ_x визначається знаком $d\varphi_x/dS$: в області $0 < S < S_{kp}$ похідна $d\varphi_x/dS > 0$, відповідно і $\varphi_x > 0$; при переході через максимум в області $S_{kp} < S < l$, якщо $S > 0$, похідна $d\varphi_x/dS < 0$, відповідно $\varphi_x < 0$.

При розгальмуванні колеса $\omega_k > 0$, в той час як $S' < 0$. В області справа від S_{kp} похідна $d\varphi_x/dS < 0$, відповідно $\varphi_x > 0$; в області зліва від S_{kp} при $S' < 0$ похідна $d\varphi_x/dS > 0$, в наслідок чого $\varphi_x < 0$.

Таким чином зміна знаку похідної $d\varphi_x/dS$ (dM_φ/dS) при переході через максимум функції $\varphi(S)$ однозначно визначає зміну знаку похідних φ_x та M_φ . Таким чином виникає можливість створення алгоритму управління АБС не за моментом блокування колеса ($\omega_k = 0$), а за визначенням точки оптимального гальмування (максимум функції $\varphi(S)$).

Однак існують і інші проблеми, які ускладнюють застосування алгоритму управління ковзанням колеса. Перша з них полягає і тому, що існуючі алгоритми управління АБС не вирішують проблему управління в реальному часі. Так блок керування АБС отримує дані про параметри руху автомобіля з певною затримкою: в момент часу t_0 починається гальмування, проте інформації про шлях, швидкість та прискорення ще немає; в момент часу t_1 датчик заміряє шлях L_1 , однак почати обчислення ще неможливо, оскільки показників швидкості та прискорення ще немає; в момент часу t_2 вимірюється шлях L_2 , що дозволяє визначити перше значення швидкості руху:

$$v_1 = \frac{L_2 - L_1}{t_2 - t_1}, \quad (8)$$

В момент часу t_3 вимірюється шлях L_3 та можна визначити друге значення швидкості:

$$v_2 = \frac{L_3 - L_2}{t_3 - t_2}. \quad (9)$$

А також перше значення прискорення руху:

$$\dot{v}_1 = \frac{v_2 - v_1}{t_3 - t_2}. \quad (10)$$

Після чого процес повторюється і дані для подальших розрахунків поступають з постійною методологічною затримкою на ті ж три проміжки часу плюс затримка на час проміжного обчислення та збереження результатів проміжних розрахунків. Часова діаграма отримання розрахункових даних про параметри руху зображено на Рис. 2.

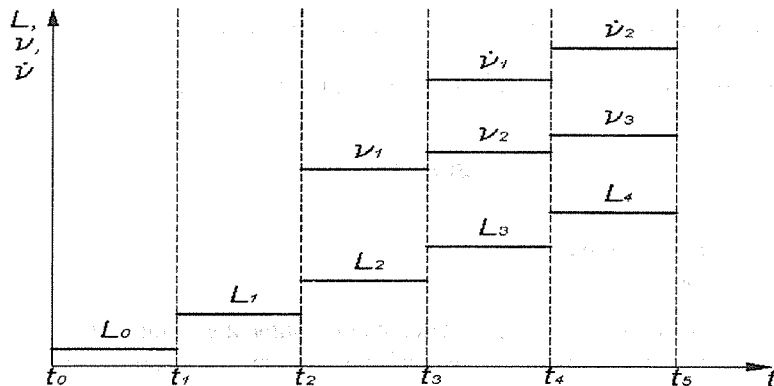


Рис. 2. Часова діаграма отримання розрахункових даних про параметри руху автомобіля

Другою суттєвою проблемою управління АБС є явище перерегулювання. Припустимо, що відносне ковзання має регулюватись за законом, що описується кривою 1 (Рис. 3, а). Дані про параметри руху визначаються за попереднім алгоритмом.

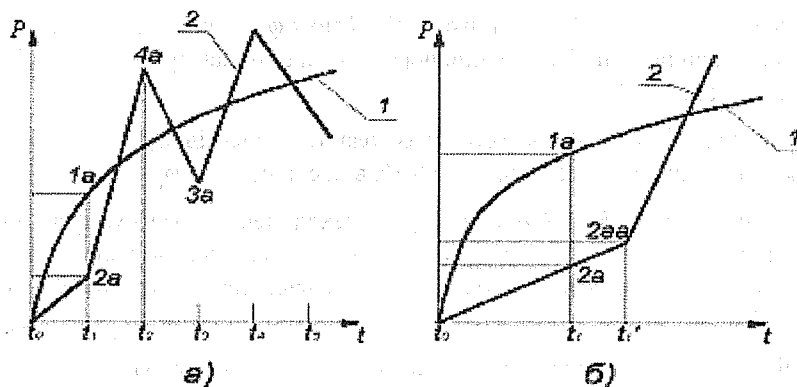


Рис. 3. Явище перерегулювання під час управління, загалом (а) та за один цикл (б):
1 — заданий закон управління; 2 — закон, що фактично реалізується.

В такому випадку в момент часу t_1 після початку гальмування воно повинно відповідати точці $1a$. Але в момент часу t_1 ковзання відповідає значенню точки $2a$ (хоча б по причині невідомих сил опору та зчеплення) ламаної 2 (Рис. 3, а). Блок управління за формулою $\Delta S = 2a - 1a$ визначає помилку Δt і починає розрахунок коригуючої дії. Після обчислення, в точці t_1' (Рис. 3, б) він видає сигнал на коригуючу дію. На ці операції витрачається час $\Delta t' = t_1' - t_1$, протягом якого ковзання приймає значення точки $2aa$. Зрозуміло, що параметри руху в точці $2aa$ невідомі, так як умови руху в момент часу t_1 не відповідають умовам в момент часу t_1' . Відповідно, блок відпрацьовує коригуючі дії, що розраховано виходячи з параметрів руху в точці $2a$, а не в точці $2aa$. В результаті в момент часу t_2 (Рис. 1, а) ковзання ніяк не може набути значення відповідної точки на кривій 1, а набуває значення деякої точки $4a$ ламаної 2. Після цього цикл повторюється. Даний приклад навіть сильно спрощений, оскільки не враховується час затримки спрацювання гальмівного приводу, який для пневматичних приводів може суттєво погіршувати характеристики роботи АБС [3,4].

Найпростішим способом регулювати ковзання якнайближче до заданого закону є підвищення швидкості обчислень та потужності приводу для прискорення обробки коригуючої дії. Але в такому випадку постає питання про граничну частоту та потужність управління, оскільки для роботи з високою частотою та, як наслідок, точністю необхідна значна потужність приводу і витрата робочого тіла. Отже подальша робота

буде направлена на дослідження і розробку алгоритму оцінки точки оптимального ковзання в реальному часі та більш досконалого алгоритму управління тиском для подолання затримок перехідних режимів приводу і перерегулювання, та, як наслідок, поліпшення адаптивності системи і зменшення гальмівного шляху.

Література:

1. Kienhüfer F., Cebon D. An Investigation of ABS Strategies for Articulated Vehicles.// 8th International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions, Midrand, South Africa. — 2004.
2. Коневцов М. Активная безопасность АТС. Проблемы и решения / М. Коневцов // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 2. — С. 8-10.
3. Марти А. К вопросу об АБС, работающей в режиме реального времени / А. Марти, С. Занозин // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 7. — С. 24-27.
4. Марти А. К вопросу об АБС, работающей в режиме реального времени / А. Марти, С. Занозин // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 8. — С. 23-26.