

Сирота В.І., к.т.н., Рачковський Л.В.

ДВНЗ «Національний транспортний університет», м. Київ

УПРАВЛІННЯ КОВЗАННЯМ КОЛЕСА ЯК АЛЬТЕРНАТИВНА СТРАТЕГІЯ КЕРУВАННЯ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ ГАЛЬМ АВТОМОБІЛЯ

Розглянуто можливість поліпшення робочих характеристик антиблокувальних систем автомобільних гальм за допомогою використання управління ковзанням колеса.

Постановка проблеми

Гальмівна система є одним із найважливіших компонентів, що забезпечує безпеку руху автомобіля. Антиблокувальна система (далі АБС) у гальмівному приводі є обов'язковою для використання на сучасних великовантажних транспортних засобах у більшості країн світу. Її використання значно поліпшує гальмівні характеристики, а також стійкість автопоїзда при гальмуванні, особливо на поверхнях із низьким коефіцієнтом зчеплення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Як показали результати низки досліджень [1, 2] застосування АБС дозволяє суттєво поліпшити гальмівні характеристики автомобіля та запобігти значній кількості аварій. Проте через недоліки конструкції та алгоритму управління традиційних АБС система не може адекватно працювати у змінних дорожніх умовах. Зокрема, дослідження [3] показало, що при існуючих АБС, стратегія управління має відрізнятися для керованих і некерованих осей автопоїзда. Так, кожна некерована вісь автопоїзда має бути обладнана стратегією управління за відставальним колесом, щоб допомагати водію утримувати управління траєкторією в повороті, а для поліпшення характеристик сповільнення на керованих осях має застосовуватись незалежне управління колесами. Перспективним шляхом подальшого розвитку АБС є створення системи, яка б підтримувала поздовжнє ковзання колеса при гальмуванні в зоні максимального коефіцієнту зчеплення за будь-яких умов [4].

Мета статті

Дана публікація має за мету визначити переваги та недоліки застосування стратегії управління ковзанням колеса при гальмуванні як альтернативної стратегії управління АБС.

Матеріали і результати дослідження

Модель руху одного колеса автомобіля при гальмуванні зображено на рис. 1.

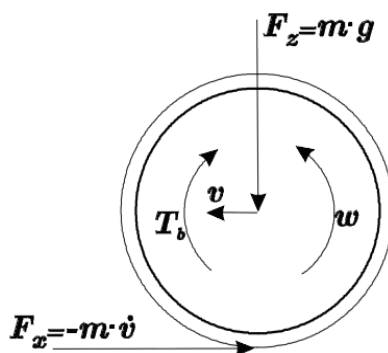


Рис. 1. Сили і моменти, що прикладені до колеса під час гальмування

Рівняння, що описують рух даної моделі:

$$m\dot{v} = -F_x, \quad (1)$$

$$J\dot{\omega} = rF_x - T_b \text{sign}(\omega), \quad (2)$$

де v – швидкість руху автомобіля;

ω – кутова швидкість обертання колеса;

T_b – гальмівний момент;

F_z – вертикальне навантаження;

F_x – сила тертя шини;

r – радіус колеса;

J – момент інерції колеса.

Сила тертя шини F_x визначається:

$$F_x = F_z \cdot \mu(\lambda, \mu_H, \alpha), \quad (3)$$

де коефіцієнт зчеплення μ є нелінійною функцією:

λ – ковзання колеса;

μ_H – коефіцієнт тертя між шиною та опорною поверхнею;

α – кут ковзання колеса.

Поздовжнє ковзання λ визначається формулою

$$\lambda = \frac{v - \omega \cdot r}{v}. \quad (4)$$

Поздовжнє ковзання λ описує нормалізовану різницю між горизонтальною швидкістю v та швидкістю кола шини ωr . Значення поздовжнього ковзання $\lambda = 0$ характеризує вільне кочення колеса, коли відсутня сила тертя F_x . Якщо ковзання приймає значення $\lambda = 1$, то колесо повністю заблоковане.

Коефіцієнт зчеплення μ може приймати широкий діапазон значень, але диференційована при $\mu(0, \mu_H, \alpha) = 0$ та $\mu(\lambda, \mu_H, \alpha) > 0$ при $\lambda > 0$. Його залежність від ковзання λ показано на рис. 2. Коефіцієнт зчеплення μ зростає із збільшенням λ , доки не досягне максимуму μ_H .

При підвищенні значення ковзання коефіцієнт зчеплення буде зменшуватись до найменшого значення, коли колесо повністю заблокується і на нього буде діяти лише сила тертя ковзання. Залежність зчеплення від стану опорної поверхні показано на нижній частині рис. 2.

Для мокрих та покритих льодом доріг максимальне значення зчеплення μ_H низьке і права частина кривої більш плоска. Характер кривої також залежить від типу шини. Так, крива залежності зчеплення від ковзання зимової шини буде мати яскраво виражений максимум [5, 6].

Оскільки рух колеса відбувається в двох вимірах, то слід також враховувати і поперечне ковзання колеса. Кут ковзання α виникає, коли колесо рухається зі швидкістю v_x у поздовжньому напрямку та швидкістю v_y у поперечному. У такому випадку поздовжнє ковзання $\lambda_x = v_x - \omega r / v$ відрізняється від поперечного ковзання $\lambda_y = \lambda_x \sin(\alpha)$ так само, як і відповідні коефіцієнти зчеплення μ_x та μ_y . Верхня частина рис. 2 показує залежність коефіцієнта зчеплення μ від ковзання λ при різних кутах бічного ковзання α . Сила бічного зчеплення F_y у значній мірі залежить від кута бічного ковзання α . При збільшенні кута сила зменшується.

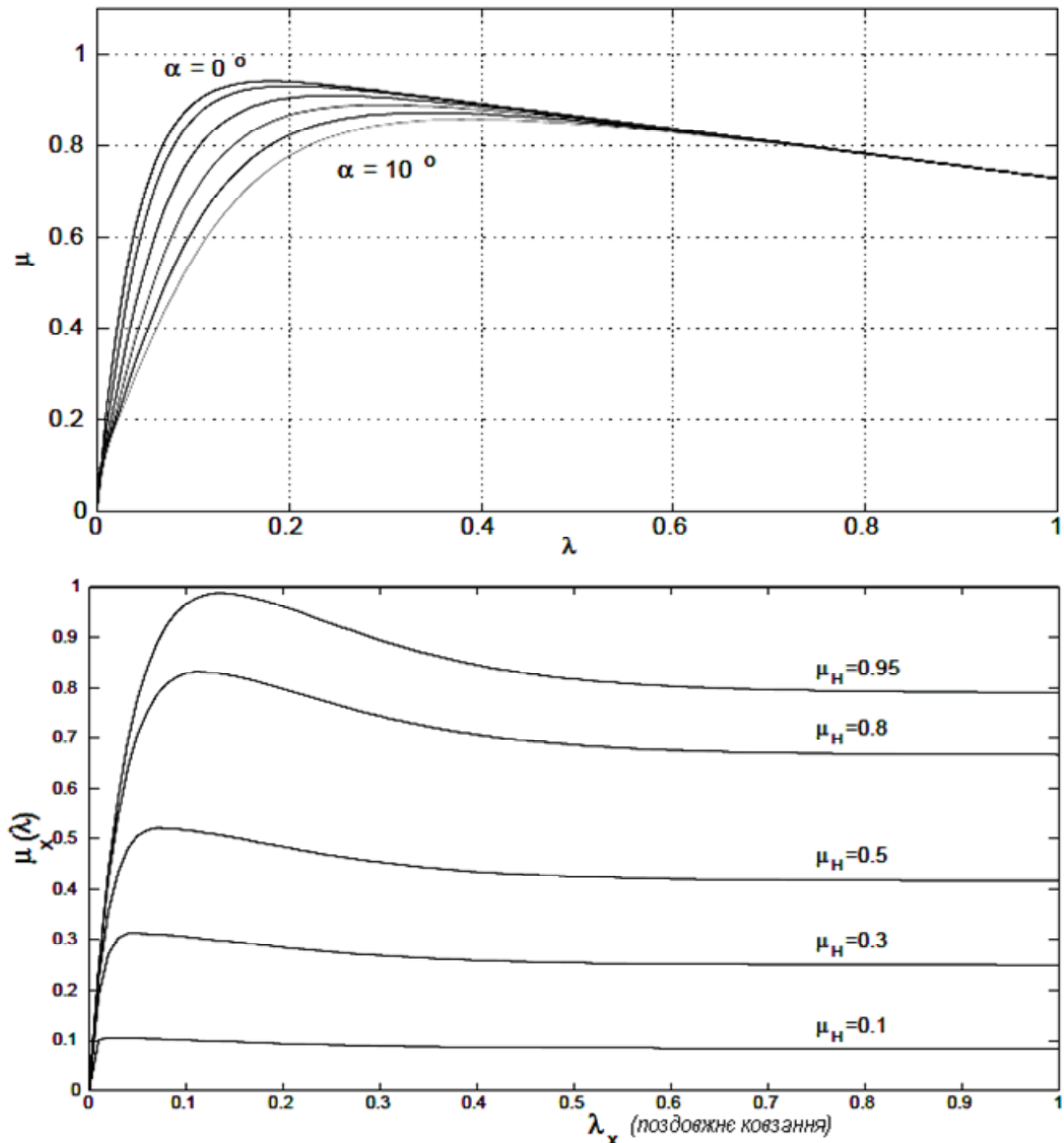


Рис.2. Криві залежності зчеплення від ковзання шини

У подальшому для спрощення розрахунків пропонується наступне, якщо кут бічного ковзання не вказано, приймати $\alpha = 0$, $\mu = \mu_x$ та $v = v_x$. Тоді з рівнянь (1)-(4) для $v > 0$ та $\omega \geq 0$ отримуємо:

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{1}{m} (1-\lambda) + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda, \mu_H, \alpha) + \frac{1}{v} \frac{r}{J} T_b, \quad (5)$$

$$\dot{v} = -\frac{1}{m} F_z \mu(\lambda, \mu_H, \alpha). \quad (6)$$

Розглянемо систему рівнянь (5), (6) при $T_b(t) \geq 0$ та всіх $t \geq 0$. Якщо $v(0) > 0$ та $\lambda(0) \in [0, 1]$, тоді $\lambda(t) \in [0, 1]$ та $\dot{v}(t) \leq 0$ для всіх $t \geq 0$, при яких $v(t) > 0$. Слід звернути увагу, що $\lambda(t)$ є неперервною. Тому можливі точки виходу $\lambda = 0$ та $\lambda = 1$. Розглянемо перший випадок $\lambda = 0$. Оскільки $\mu(0) = 0$, то з рівняння 7 $\dot{\lambda} = (r/vJ) T_b \geq 0$, оскільки $T_b \geq 0$. Отже, якщо $\lambda(0) \geq 0$, то $\lambda(t) \geq 0$ при всіх $t \geq 0$. Розглянемо випадок $\lambda = 1$. У такому випадку $\omega = 0$ і з рівняння 4 внаслідок розриву $\text{sign}(\omega)$ випливає, що $\dot{\omega} \geq 0$. З рівняння 6 робимо висновок, що $\dot{\lambda} \leq 0$ та $\lambda(0) \leq 1$, з чого випливає $\lambda(t) \leq 1$ при всіх $t \geq 0$. Також слід звернути увагу, що з рівняння 1 $\dot{v} \leq 0$, оскільки $F_x \geq 0$ для $\lambda \in [0, 1]$.

Проблема полягає у точному управлінні поздовжнім ковзанням λ для підтримання оптимального значення λ^* , яке є постійним або задається системою. Контролер повинен адаптуватися до невизначених параметрів характеристики шини та змін стану дорожнього покриття [6].

Внаслідок великої різниці інерції динаміка колеса (5) та транспортного засобу (6) будуть по-різному розвиватися в часі. Так, швидкість v буде змінюватись набагато повільніше, ніж ковзання λ . Тому швидкість можна використати як параметр для управління зі змінним коефіцієнтом. Таким чином, контролер враховує лише динаміку колеса (5), а швидкість задається масивом значень, кожному з яких відповідає окремий лінійний контролер. Таким чином, можна суттєво спростити процес управління, замінивши складний нелінійний контролер низкою лінійних.

Елементарний контролер ковзання колеса зі змінним коефіцієнтом пропорційності (рис. 3) аналізує гальмівний тиск, що задає водій при гальмуванні, та порівнює його із тиском, який визначається алгоритмом контролера, як такий, що забезпечує значення оптимального ковзання λ^* . Обравши менше з цих значень, блок керування передає його значення на модулятор тиску, який створює у приводі необхідний тиск. Після цього система визначає нові параметри руху транспортного засобу, проводить необхідні розрахунки і цикл повторюється.

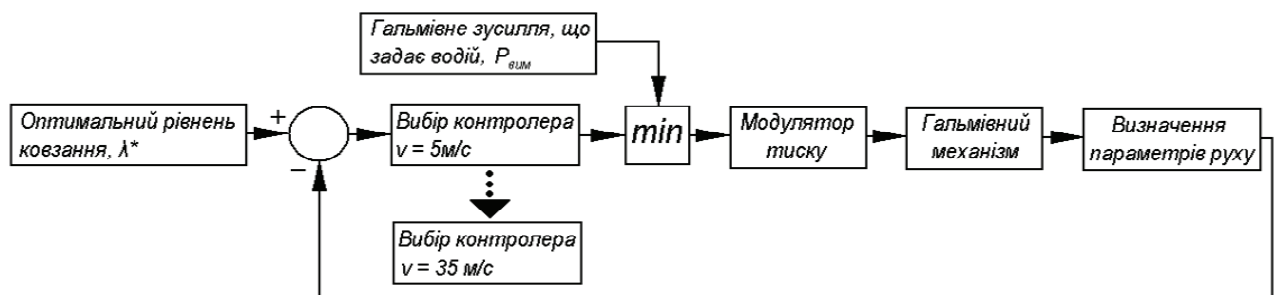


Рис. 3. Блок-схема контролера ковзання зі змінним коефіцієнтом пропорційності

Висновки

Проаналізувавши основні недоліки алгоритмів управління АБС, можна зробити висновок, що стратегія управління ковзанням колеса має певні переваги перед існуючими стратегіями управління в умовах недостатньої кількості інформації та забезпечує поліпшення адаптивні їх властивостей системи.

Список літератури

1. Сахно В.П. До питання комплектації триланкових автопоїздів / В.П. Сахно, М.М. Горбаха, В.М. Глінчук, Р.М. Марчук // Вісник НТУ. – 2009. – № 18. – С.112–119.
2. Burton D. Evaluation of Anti-lock Braking Systems Effectiveness/ D. Burton, A. Delaney, S. Newstead, et. al. // Royal Automobile Club of Victoria (RACV) Research report. – 2004. – 04/01.
3. Fancher, P. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks / P. Fancher // Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: IMechE. – 1985.
4. Kienhöfer F. An Investigation of ABS Strategies for Articulated Vehicles / F. Kienhöfer, D. Cebon // 8th International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions. – Midrand, South Africa. – 2004.
5. Марти А. К вопросу об АБС, работающей в режиме реального времени / А. Марти, С. Занозин // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 7. – С. 24–27.
6. Wheel Slip Control in ABS Brakes Using Gain Scheduled Constrained LQR / Idar Petersen, Tor A. Johansen, Jens Kalkkuhl, Jens Lüdemann// European Control Conference, J. Sa da Costa Seminario de Vilar. – Porto, Portugal. – 2001.

Рецензент: д.т.н., проф. В.П. Сахно, ДВНЗ «Національний транспортний університет».

Стаття надійшла до редакції 25.05.11
© Сирота В.І., Рачковський Л.В., 2011