

کنترل لغزش چرخ‌ها با استفاده از کنترل مد لغزشی در شبیه‌ساز دقیق

سعید خان کلانتری رکن‌آبادی^۱، وحید پاشازاده^۲، محمد تشنه لب^۳

^۱ فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی برق، گروه کنترل، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، saeedkhankalantary@ee.kntu.ac.ir

^۲ دانشجوی دکتری مهندسی برق، گروه کنترل، دانشگاه تهران، v.pashazadeh@ece.ut.ac.ir

^۳ استاد، دانشکده مهندسی برق، گروه کنترل، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، teshnehlab@eetd.kntu.ac.ir

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۳/۲/۶، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۹۳/۵/۲۶)

چکیده: عملکرد مطلوب سیستم ترمز ضد قفل برای هر نوع جاده با کیفیت‌های خاص خود در مقدار مشخصی لغزش اتفاق می‌افتد، بنابراین تنظیم لغزش مطلوب چرخ‌ها منجر به عملکرد بهتر سیستم ترمز ضد قفل شده و خودرو بدون قفل شدن چرخ‌ها در زمان کوتاه‌تری پس از ترمزگیری متوقف می‌شود. سیستم ترمز ضد قفل، سیستمی غیرخطی همراه با عدم قطعیت‌های فراوان بر اساس کیفیت جاده می‌باشد که بحث کنترل لغزش چرخ را مشکل می‌سازد. در این مقاله هدف، طراحی کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی برای کنترل مستقل لغزش چهار چرخ خودرو و یا به عبارت بهتر تنظیم لغزش به مقدار مرجع است. در این تحقیق مدلی از یک خودرو چهارچرخ ارائه و هدف کنترل مستقل لغزش هر چرخ می‌باشد. در فاز ارزیابی کنترل‌کننده‌های طراحی شده از شبیه‌ساز کارسیم استفاده شده است، که این شبیه‌ساز یکی از معتبرترین شبیه‌سازهای تست می‌باشد و از مدل واقعی خودرو استفاده می‌کند. نتایج شبیه‌سازی عملکرد بهتر کنترل‌کننده‌ی طراحی شده به روش کنترل مد لغزشی در مقایسه با روش‌های معتبر ارائه شده را نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی: سیستم ترمز ضد قفل، کنترل مد لغزشی، لغزش چرخ و اصطکاک جاده.

Wheel slip Control Using Sliding Mode Control in an Accurate Simulator

Saeed Khan Kalantari Roknabadi, Vahid Pashazadeh,

Mohammad Teshnehlab

Abstract: Desirable performance of Anti-lock braking system for any kind of road with its specific qualities in a certain amount of slip occurs, Thus regulation of the optimum wheel slip leading to better performance and the car without locking the wheels stopped in a short time after braking. Anti-lock braking system is a nonlinear system with uncertainties, based on the quality of the road which makes it difficult to control wheel slip. The purpose of this paper is designing the sliding mode controller for independent control of vehicle wheels slip or in other words regulate the wheel slip to the reference slip. In this paper, we have presented a model of car with four wheels and the purpose is independent control of each wheel slip. In the evaluation phase of designed controllers, CARSIM simulator has been used which is one of the most prestigious simulators and used the real model of the car. The simulation results show better performance of the controller designed with the method of sliding mode control compared to the conventional methods.

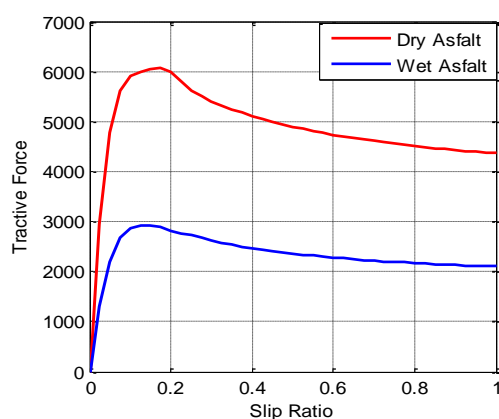
Keywords: Anti-lock braking system, sliding mode control, wheel slip, road friction.

۱- مقدمه

چرخ‌ها نامساوی $V_x \geq \omega_i \times r$ برقرار می‌باشد. در این رابطه ω_i سرعت زاویه‌ای چرخ i ام و r شعاع چرخ می‌باشد. نسبت لغزش f هر چرخ از رابطه‌ی (۲) و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\lambda_i = \frac{V_x - \omega_i r}{V_x} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2)$$

ضریب اصطکاک جاده و تایر، اثرگذارترین عامل در کیفیت ترمز-گیری می‌باشد. شکل ۱ نمودار نیروی کشش بر حسب نسبت لغزش را برای جاده‌های مختلف نشان می‌دهد.



شکل ۱: نمودار $\lambda - Force$ برای جاده‌ی آسفالت خشک و مرطوب

همانطور که در شکل ۱ مشخص است نمودار نیروی ترمز تایر بر حسب نسبت لغزش دارای یک ماکزیمم است که ناحیه‌ی اطراف این ماکزیمم، محدوده‌ی کنترل ترمز ضد قفل نامیده می‌شود در این محدوده نیروی ترمز تایر در حالت ماکزیمم می‌باشد.

هدف از کنترل لغزش چرخ‌ها، جلوگیری از قفل شدن چرخ‌ها و رساندن λ_i ها به مقدار بهینه که در آن ضریب اصطکاک بیشترین مقدار ممکن را دارد، می‌باشد [۱،۲]. همانطور که در شکل ۱ دیده می‌شود، λ_i بهینه‌ی متمایزی برای هر نوع جاده وجود دارد.

شکل ۲ مکانیزم حرکتی چرخ را نشان می‌دهد در این شکل جهت نیروهای موثر در حرکت نشان داده شده است. براساس این شکل برای هر چرخ داریم:

$$J_{w_i} \dot{\omega}_i = T_{t_i} - T_{b_i} \quad (3)$$

$$T_{t_i} = -r F_{x_i} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (4)$$

که T_{b_i} همان گشتاور ترمز (سیگنال کنترلی) چرخ i ام، F_{x_i} نیز نیروی طولی تایر i ام، r شعاع موثر تایر، $\dot{\omega}_i$ شتاب زاویه‌ای چرخ i ام و J_{w_i} ممان اینرسی چرخ i ام می‌باشد.

هدف از سیستم‌های ترمز ضد قفل در دو چیز مطرح می‌شود یکی اینکه از قفل کردن چرخ‌ها جلوگیری می‌کند که منجر به تولید نیروی افقی مورد نیاز لاستیک می‌شود. از طرف دیگر، لغزش چرخ را در همسایگی نقطه‌ای که نیروی ترمز را حداکثر می‌کند نگه می‌دارد که در نتیجه زمان لازم برای توقف و فاصله‌ی ترمز را کمینه می‌کند [۱۰]. به دلیل حساسیت بسیار بالای سیستم ترمز، تحقیقات فراوانی در راستای بهینه‌سازی آن صورت گرفته است. سیستم ترمز ضد قفل^۱ یکی از انواع سیستم‌های ترمز پیشرفته است که با هدف کاهش مدت زمان لازم برای توقف و افزایش کنترل پذیری خودرو مورد استفاده قرار می‌گیرد.

کنترل دینامیک‌های لغزش چرخ به خاطر غیرخطی گری بسیار زیاد و پیچیدگی خودرو و تایر به یک مسئله‌ی چالشی تبدیل می‌شود. این چالش با وجود عدم قطعیت‌های مختلف نظیر عدم قطعیت جاده، عدم قطعیت نیروی عمودی هر چرخ و عدم قطعیت در وزن مسافین و بار، بسیار بیشتر می‌شود. بنابراین استفاده از کنترل کننده‌ی مقاوم، یک انتخاب مناسب برای غلبه بر عدم قطعیت‌های موجود خواهد بود. کنترل کننده‌ی مد لغزشی^۲ یک روش مقاوم در مقابل عدم قطعیت است که توانایی پوشش دادن عدم قطعیت‌ها را دارد. در ادبیات موضوع کنترل ترمز ضد قفل، کنترل مد لغزشی به وفور مورد استفاده قرار گرفته است [۳۸].

روش‌های کنترل فازی نیز به وفور برای کنترل این سیستم مورد استفاده قرار گرفته‌اند که [۴،۵] نمونه‌ای از این مقالات می‌باشند. مقاله‌ی [۶] از نامعادله‌ی ماتریس خطی^۳ برای طراحی صفحه‌ی لغزش مورد استفاده در کنترل مد لغزشی سیستم ترمز ضد قفل استفاده کرده است. در این مقاله در بخش دوم به بیان مسئله پرداخته و دلیل ارائه‌ی مدل چهار چرخ را متذکر می‌شویم در نهایت استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز [۱۰] و [۱۱] ارائه می‌دهیم. در بخش سوم به شبیه‌سازی و مقایسه‌ی روش‌های مورد بحث خواهیم پرداخت و نهایتاً در بخش پنجم نتیجه‌گیری پژوهش ارائه می‌شود. باید این نکته را متذکر شوم که در مقالات قبلی از مدل‌های ساده استفاده شده و مدل‌های ارائه شده به صورت چرخ‌های جلو یکسان و چرخ‌های عقب یکسان هستند. در این مقاله ما مدلی کامل با چهار چرخ مستقل از لحاظ کنترلی را ارائه می‌دهیم.

۲- بیان مسئله

در این مقاله فرض بر این است که ترمزگیری در مسیر مستقیم انجام می‌شود. بنابراین رابطه‌ی (۱) بین سرعت‌ها برقرار است.

$$v_{x_1} = v_{x_2} = v_{x_3} = v_{x_4} = V_x \quad (1)$$

در این رابطه، v_{x_i} سرعت خطی چرخ i ام و V_x سرعت خطی وسیله‌ی نقلیه می‌باشد. در حین ترمزگیری، همواره برای هر یک از

¹ Antilock Brake System (ABS)

² Sliding Mode Control (SMC)

³ Linear Matrix Inequality (LMI)

⁴ Slip ratio

دهد. در واقع کنترل کننده سطح بالا، کنترل کننده‌ای است که بر اساس مشاهدات شتاب هر کدام از چرخ‌ها، λ_{ref} ای برای آن چرخ تخمین زده و در اختیار کنترل کننده لغزش قرار می‌دهد بدین جهت به این کنترل کننده، کنترل کننده سطح بالا می‌گوییم.

۳-۱- کنترل کننده‌ی مد لغزشی

هدف، ردیابی λ_{ref_i} توسط λ_i می‌باشد. بنابراین صفحه‌ی لغزش^۱ هر چرخ را به صورت (۸) تعریف می‌کنیم.

$$S_i = \lambda_i - \lambda_{ref_i} \quad (۸)$$

$$\dot{S}_i = \dot{\lambda}_i - \dot{\lambda}_{ref_i} \quad (۹)$$

یکی از فرض‌های این بخش این است که λ_{ref_i} برای هر جاده ثابت باشد. بنابراین $\dot{\lambda}_{ref_i} = 0$ می‌باشد. بنابراین رابطه‌ی (۹) به صورت (۱۰) با استفاده از رابطه‌ی (۶) قابل بازنویسی است.

$$\dot{S}_i = \dot{\lambda}_i = \frac{1}{V_x} \left[-\frac{r}{J_{\omega_i}} (-F_{x_i} r - T_{b_i}) \right] \quad (۱۰)$$

$$+ \frac{1}{V_x} [(1 - \lambda_i) \dot{V}_x]$$

در رابطه (۱۰)، تمام متغیرها به جز F_{x_i} و \dot{V}_x معین می‌باشند و F_{x_i} و \dot{V}_x دارای عدم قطعیت می‌باشند. F_{x_i} با استفاده از رابطه‌ی (۱۱) به دست می‌آید.

$$F_{x_i} = \mu_i(\lambda_i) \times F_{N_i} \quad (۱۱)$$

در رابطه (۱۱)، F_{N_i} نیروی عمودی وارد بر چرخ i م و $\mu_i(\lambda_i)$ نیز ضریب اصطکاک چرخ i م در نقطه کار λ_i می‌باشد. هم F_{N_i} و هم $\mu_i(\lambda_i)$ دارای عدم قطعیت می‌باشند و داریم:

$$0 \leq \mu_i(\lambda_i) \leq 1 \quad (۱۲)$$

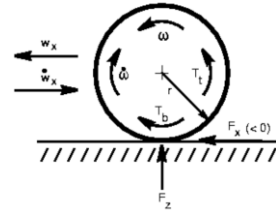
$$F_{N_i}^- \leq F_{N_i} \leq F_{N_i}^+ \quad (۱۳)$$

پس داریم:

$$0 \leq F_{x_i} \leq F_{N_i}^+ = \frac{(M + d_i)}{4} g \quad (۱۴)$$

در رابطه (۱۴)، M وزن خودرو و d_i همان عدم قطعیت وزن روی هر کدام از چرخ‌ها می‌باشد و شامل بار، مسافر و انتقال وزن خودرو به سمت جلو در حین ترمزگیری است.

برای \dot{V}_x نیز عدم قطعیت به صورت (۱۵) در نظر گرفته می‌شود:



شکل ۲: مکانیزم حرکتی چرخ و نیروهای موجود در هر چرخ [۷]

با مشتق‌گیری از (۲) داریم:

$$\dot{\lambda}_i = \frac{1}{V_x} \left[-\dot{\omega}_i r + \frac{\omega_i r}{V_x} \dot{V}_x \right] \quad (۵)$$

معادله‌ی (۵) با استفاده از رابطه (۳) و (۴) به صورت (۶) تبدیل می‌شود.

$$\dot{\lambda}_i = \frac{1}{V_x} \left[-\frac{r}{J_{\omega_i}} (-F_{x_i} r - T_{b_i}) + (1 - \lambda_i) \dot{V}_x \right] \quad (۶)$$

بنابراین معادلات دینامیکی سیستم ترمز به صورت (۷) حاصل می‌شود.

$$\begin{cases} \dot{x} = V_x \\ \dot{V}_x = -\frac{\sum_{i=1}^4 F_{x_i}}{M} \\ \dot{\lambda}_1 = \frac{1}{V_x} \left[-\frac{r}{J_{\omega_1}} (-F_{x_1} r - T_{b_1}) + (1 - \lambda_1) \dot{V}_x \right] \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{1}{V_x} \left[-\frac{r}{J_{\omega_2}} (-F_{x_2} r - T_{b_2}) + (1 - \lambda_2) \dot{V}_x \right] \\ \dot{\lambda}_3 = \frac{1}{V_x} \left[-\frac{r}{J_{\omega_3}} (-F_{x_3} r - T_{b_3}) + (1 - \lambda_3) \dot{V}_x \right] \\ \dot{\lambda}_4 = \frac{1}{V_x} \left[-\frac{r}{J_{\omega_4}} (-F_{x_4} r - T_{b_4}) + (1 - \lambda_4) \dot{V}_x \right] \end{cases} \quad (۷)$$

استفاده از مدلی چهار چرخ برای طراحی کنترل کننده‌ی ترمز یک نیاز اساسی برای این سیستم می‌باشد چراکه چرخ‌ها تأثیرات متقابلی بر دینامیک یکدیگر داشته و استفاده از مدل دو محوره مانند مقاله [۳] و یا کنترل یک چرخ نمی‌تواند ارزیابی درستی از کنترل کننده‌ی طراحی شده انجام دهد. در بخش شبیه‌سازی، این مشکل مورد بحث قرار خواهد گرفت.

۳- طراحی کنترل کننده

کنترل کننده‌ی سطح بالا، براساس شرایط جاده، ضریب لغزش بهینه را تعیین می‌کند حال هدف طراحی کنترل کننده‌ای است که عمل رگولاسیون نسبت لغزش (λ_i) به نسبت لغزش بهینه (λ_{ref_i}) را انجام

¹ Sliding Surface

$$T_{b,s_i} = [r | F_{x_i} - \hat{F}_{x_i} | + \frac{J_{\omega_i}}{r} (1 - \lambda_i) | \dot{V}_x - \hat{V}_x |] \quad (20)$$

$$+ \frac{V_x J_{\omega_i}}{r} \beta_{0_i}$$

به منظور کاهش پدیده‌ی وزوز از سیگنال کنترلی پیوسته رابطه (۲۱) استفاده می‌کنیم:

$$T_b = [-\frac{J_{\omega_i}}{r} (\lambda_i - 1) \hat{V}_x - \hat{F}_{x_i} r] - sat(\frac{S_i}{\epsilon}) \quad (21)$$

$$\{ [r | F_{x_i} - \hat{F}_{x_i} | + \frac{J_{\omega_i}}{r} (1 - \lambda_i) | \dot{V}_x - \hat{V}_x |] + \frac{V_x J_{\omega_i}}{r} \beta_{0_i} \}$$

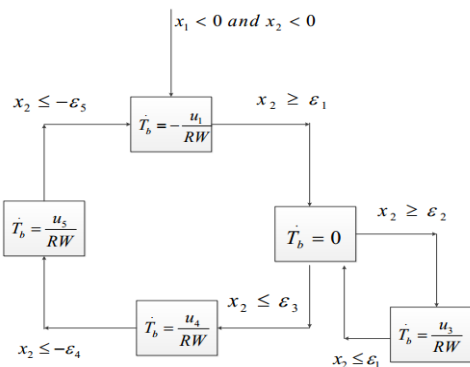
با انتخاب این سیگنال کنترلی داریم:

$$S_i \dot{S}_i \leq -\beta_{0_i} |S_i| \quad (22)$$

این کنترل‌کننده رسیدن به صفحه‌ی فاز را تضمین کرده و ردیابی لغزش مرجع هر چرخ به خوبی انجام می‌شود.
به منظور مقایسه روش ارائه شده در مقاله با روش‌های معیار موجود در حوزه‌ی ادبیات کنترل ترمز ضد قفل، از استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز که توسط بوش ارائه شده است استفاده می‌کنیم. در ادامه این روش توضیح داده شده است.

۳-۲- استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز

در این قسمت استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز را ذکر می‌کنیم که توضیحات اجمالی در مرجع [۱۰] به طور کامل آورده شده است.



شکل ۳: استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز [۱۰]

همان‌طور که در شکل ۳ مشخص است در این الگوریتم برای سوئیچ کردن بین نواحی مختلف از شتاب استفاده می‌کنیم. در ابتدای ترمز‌گیری فشار افزایش می‌یابد تا شرایط $x_1 < 0$ و $x_2 < 0$ برقرار شوند با برقراری این شرایط وارد فاز کاهش فشار می‌شویم و در این فاز باقی می‌مانیم تا شرط $x_2 \geq \epsilon_1$ برقرار شود با برقراری این شرط وارد فاز تثبیت فشار می‌شویم در این فاز دو مسیر پیش روی ماست اگر شرط

$$\dot{V}_x = -\frac{\sum_{i=1}^4 F_{x_i}}{M} = -\frac{\sum_{i=1}^4 \mu_i(\lambda_i) F_{N_i}}{M} \quad (15)$$

در این رابطه، M وزن کل خودرو و هرآنچه که بر آن سوار است می‌باشد و $F_{N_i}(\lambda_i)$ ها و $\mu_i(\lambda_i)$ ها و همین‌طور M دارای عدم قطعیت می‌باشند.

$$M^- \leq M \leq M^+ \quad (16)$$

$$F_{N_i}^- \leq F_{N_i} \leq F_{N_i}^+ \quad (17)$$

حال که عدم قطعیت‌ها و ساختار آنها مشخص شد، به طراحی سیگنال کنترلی (گشتاور ترمز هر یک از چرخ‌ها) می‌پردازیم. در این طراحی از دینامیک‌های رابطه (۷) استفاده می‌کنیم. سیگنال کنترلی را به شکل رابطه (۱۸) در نظر گرفته و پارامترهای آن را در حالت مقید به پایداری به دست می‌آوریم.

$$T_{b_i} = \hat{T}_{b_i} - T_{b,s_i} \operatorname{sgn}(S_i) \quad (18)$$

در رابطه‌ی (۱۸) \hat{T}_{b_i} بخشی از سیگنال کنترلی است که براساس سیستم نامی حاصل می‌شود. این بخش برای سیستم نامی به روش زیر به دست می‌آید.
از رابطه‌ی ۱۰ داریم:

$$\dot{S}_i = \dot{\lambda}_i = \frac{1}{V_x} [-\frac{r}{J_{\omega_i}} (-F_{x_i} r - T_{b_i}) + (1 - \lambda_i) \dot{V}_x]$$

$$\rightarrow \dot{S}_i V_x = [-\frac{r}{J_{\omega_i}} (-F_{x_i} r - T_{b_i}) + (1 - \lambda_i) \dot{V}_x]$$

$$\rightarrow \dot{S}_i V_x = [\frac{r}{J_{\omega_i}} T_{b_i} + \frac{r^2}{J_{\omega_i}} F_{x_i} + (1 - \lambda_i) \dot{V}_x]$$

$$\rightarrow T_{b_i} = \frac{J_{\omega_i}}{r} (-1 + \lambda_i) \dot{V}_x - r F_{x_i} + \frac{J_{\omega_i}}{r} \dot{S}_i V_x$$

و از آنجا که می‌خواهیم به $\dot{S}_i = 0$ برسیم رابطه‌ی فوق به صورت رابطه (۱۹) حاصل می‌شود.

$$\hat{T}_{b_i} = \frac{J_{\omega_i}}{r} (\lambda_i - 1) \hat{V}_x - \hat{F}_{x_i} r \quad (19)$$

حال با استفاده از تابع لیاپانوف $V = \frac{1}{2} S^T S$ که $S^T = [S_1, S_2, S_3, S_4]$ و استفاده از روابط (۱۸) و (۱۹) ترم T_{b,s_i} را چنان می‌یابیم که $\dot{V} < 0$ شود. اثبات این بخش در پیوست ارائه شده است.

در نهایت T_{b,s_i} به صورت رابطه‌ی (۲۰) حاصل می‌شود.

m	۰/۲۹۸	r
m/s^2	۹/۸	g

۴-۲- شبیه‌سازی کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی

در این بخش به شبیه‌سازی کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی طراحی شده برای سیستم با چهار محور مستقل و مشکلات استفاده از مدل ارائه شده در [۳] می‌پردازیم.

البته ذکر این نکته ضروری است که در این مقاله برای هر یک از چرخ‌ها، کنترل‌کننده‌ی جدایی در نظر گرفته ایم اما لغزش مرجع هر چهار چرخ به تست‌هایی که می‌گیریم وابسته است و در حالت کلی می‌تواند متفاوت و مستقل باشد. مثلا برای تست اول که جاده‌ی آسفالت خشک می‌باشد، لغزش مرجع هر چرخ ۰/۱۷۵، برای تست دوم که جاده آسفالت خیس می‌باشد، لغزش مرجع هر چرخ ۰/۱۲۵ اما برای جاده‌ی اسپلیت که سمت چپ خودرو جاده‌ی آسفالت خشک و سمت راست خودرو جاده‌ی آسفالت خیس می‌باشد، لغزش مرجع چرخ‌های سمت راست خودرو برابر ۰/۱۷۵ و لغزش مرجع چرخ‌های سمت چپ خودرو برابر ۰/۱۲۵ می‌باشد.

۴-۲-۱- شبیه‌سازی برای جاده‌ی آسفالت خشک

در ابتدا جاده را آسفالت فرض کرده و ضریب اصطکاک را برابر ۱ در نظر می‌گیریم. جدول ۲ پارامترهای مورد استفاده در این شبیه‌سازی و مقدار آنها را نشان می‌دهد.

برای به دست آوردن مقادیر نامی نیروی طولی به این صورت عمل کرده‌ایم که تست بدون ترمز ضد قفل گرفته‌ایم (ترمز گیری معمولی) و مقدار حالت دائمی^۲ را به عنوان نقطه‌ی کار در نظر گرفته‌ایم.

جدول ۲: پارامترهای شبیه‌سازی در جاده آسفالت خشک

واحد	مقدار	پارامتر
--	۵۹۶۶	$\beta_{01} = \beta_{02}$
--	۳۸۶۸	$\beta_{03} = \beta_{04}$
N	-۴۹۶۶	$\hat{F}_{x1} = \hat{F}_{x2}$
N	-۳۸۶۸	$\hat{F}_{x3} = \hat{F}_{x4}$
m/s^2	-۱۰/۲۵	\hat{V}_x
--	۰/۸	ε_i

$x_2 \geq \varepsilon_2$ برقرار شود وارد فاز افزایش فشار دوم می‌شویم و در این فاز می‌مانیم تا شرط $x_2 \leq \varepsilon_1$ برقرار شود با برقراری این شرط دوباره به فاز تثبیت فشار بر می‌گردیم اما اگر شرط $x_2 \leq \varepsilon_3$ برقرار شود وارد فاز افزایش فشار سوم می‌شویم و در این فاز می‌مانیم تا شرط $x_2 \leq -\varepsilon_4$ برقرار شود با برقراری این شرط وارد فاز افزایش فشار چهارم می‌شویم در این فاز با برقراری شرط $x_2 \leq -\varepsilon_5$ وارد فاز کاهش فشار می‌شویم و همین روند فوق دوباره تکرار می‌شود.

x_1 و x_2 به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$x_1 = \lambda - \lambda^* \quad (22)$$

$$x_2 = r\dot{\omega} - a_x^* \quad (23)$$

فازهای موجود در این الگوریتم ۵ فاز، منجر به تثبیت ضریب لغزش در حوالی مقدار بهینه می‌شود.

۴- شبیه‌سازی

در این بخش، به شبیه‌سازی دو الگوریتم کنترلی ارائه شده در بخش قبل می‌پردازیم. همانطور که اشاره شد، طراحی کنترل‌کننده‌ی ارائه شده در این مقاله بر اساس معادلات دینامیکی رابطه (۷) صورت گرفت. حال در فاز ارزیابی کنترل‌کننده‌های طراحی شده از شبیه‌ساز کارسیم^۱ استفاده می‌کنیم. شبیه‌ساز کارسیم یکی از معتبرترین شبیه‌سازهای تست مورد استفاده توسط برندهای معتبر خودروسازی دنیا می‌باشد. مرجع [۹] اطلاعات کاملی از این شبیه‌ساز را در اختیار خواننده قرار می‌دهد. این نرم‌افزار قابلیت برقراری ارتباط با سیمولینک متلب را دارد. در این شبیه‌سازی از مدل واقعی خودرو که از شبیه‌ساز کارسیم فراخوانی شده است، استفاده می‌شود. مدل مورد استفاده شامل تمام جزئیات خودرو بوده و سیستم ترمز ضد قفل را نیز شامل می‌شود.

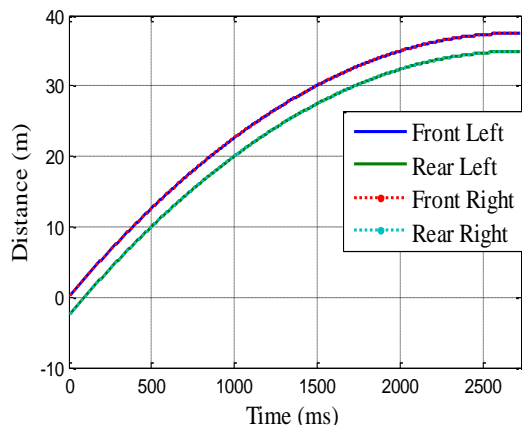
۴-۱- پارامترهای مشترک در شبیه‌سازی‌ها

پارامترهای زیادی در شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. جدول ۱ پارامترهای مشترک در تمام شبیه‌سازی‌ها و مقدار آنها در شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.

جدول ۱: پارامترهای مشترک در تمام شبیه‌سازی

واحد	مقدار	پارامتر
Kg	۱۰۰۰	M
m/s	۲۷/۷۸	V_0
$Kg.m^2$	۰/۰۲	J_{ω_i}

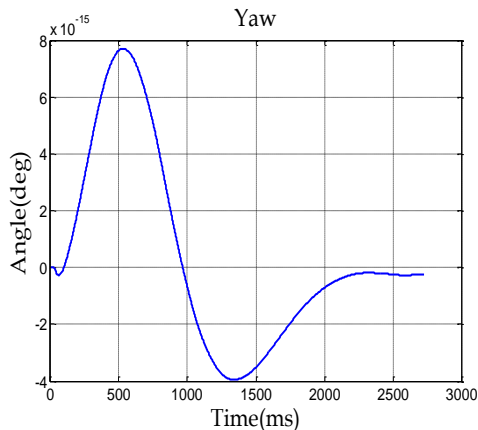
^۲ Steady state^۱ CarSim Simulator



شکل ۶: نمودار مسافت طی شده توسط هر یک از چرخ‌ها در جاده آسفالت خشک

در اینجا معیار دیگری را هم ذکر می‌کنیم که مقالات دیگر کمتر در مورد آن صحبت کرده‌اند و این معیار میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم می‌باشد و این میزان با کنترل پذیری خودرو رابطه معکوس دارد و هر چه میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم^۱ کمتر باشد کنترل پذیری بیشتر است.

میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده‌ی آسفالت خشک در شکل ۷ نشان داده شده است.



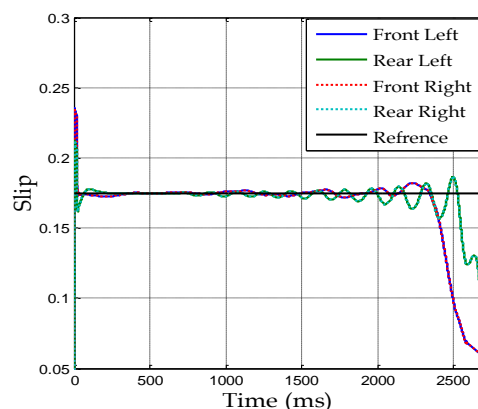
شکل ۷: نمودار میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده آسفالت خشک

۴-۲-۲- شبیه‌سازی برای جاده‌ی آسفالت خیس

در این حالت جاده را خیس فرض کرده و ضریب اصطکاک را برابر ۰/۷ در نظر می‌گیریم. جدول ۳ پارامترهای مورد استفاده در این شبیه‌سازی و مقدار آنها را نشان می‌دهد.

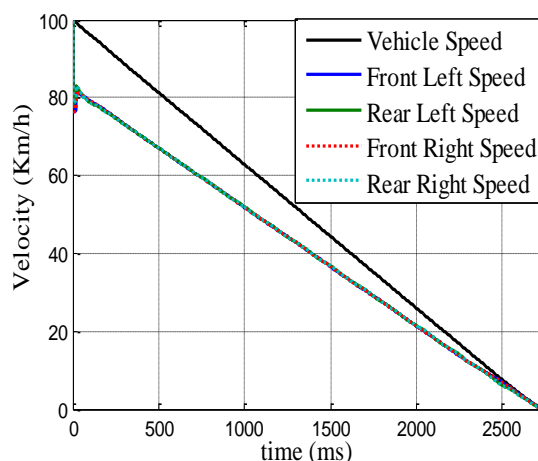
شکل‌های ۴ تا ۷ نتایج حاصل از تست برای کنترل‌کننده‌ی طراحی شده بر اساس مدل چهار محوره برای جاده‌ی آسفالت خشک را نشان می‌دهد.

شکل ۴ مربوط به لغزش حاصل از هر یک از چرخ‌ها می‌باشد همانطور که از شکل ۴ پیداست، هر یک از چرخ‌ها به مقدار λ_{ref} خود میل کرده‌اند و بیشترین انرژی ترمز نیز ایجاد می‌شود. البته ذکر این نکته ضروری است که در لحظات آخر چون خودرو متوقف شده است ردیابی مفهومی ندارد.



شکل ۴: لغزش چرخ‌ها برای کنترل‌کننده چهار محوره در جاده آسفالت خشک

سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در شکل ۵ نشان داده شده است که مربوط به جاده‌ی آسفالت خشک است



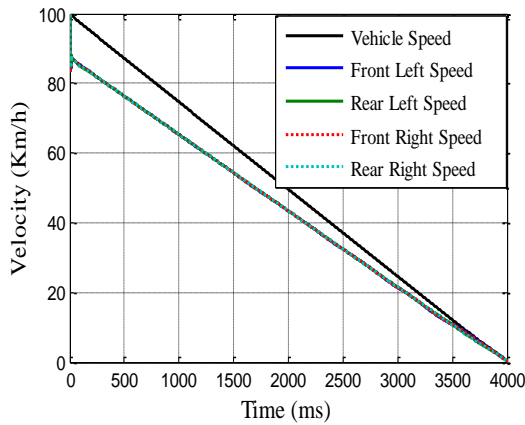
شکل ۵: نمودار سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده آسفالت خشک

مسافت طی شده توسط هر یک از چرخ‌ها در شکل ۶ نشان داده شده است که مربوط به جاده‌ی آسفالت خشک است.

^۱ yaw

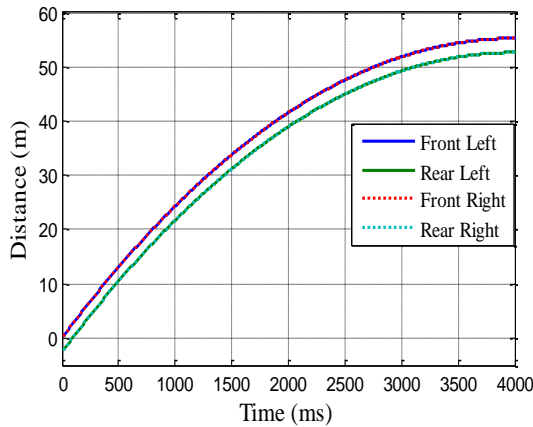
جدول ۳: پارامترهای شبیه‌سازی در جاده خیس

واحد	مقدار	پارامتر
--	۶۰۳۰	$\beta_{01} = \beta_{02}$
--	۳۸۷۰	$\beta_{03} = \beta_{04}$
N	-۳۰۵۰	$\hat{F}_{x1} = \hat{F}_{x2}$
N	-۱۱۸۰	$\hat{F}_{x3} = \hat{F}_{x4}$
m/s^2	-۷	\hat{V}_x
--	۰/۸	ε_i



شکل ۹: نمودار سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده خیس

مسافت طی شده توسط هر یک از چرخ‌ها در جاده‌ی آسفالت خیس در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

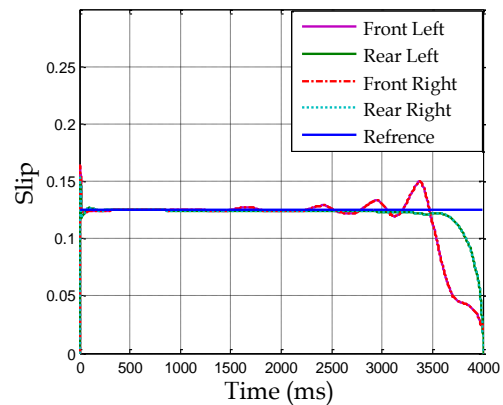


شکل ۱۰: نمودار مسافت طی شده توسط هر یک از چرخ‌ها در جاده خیس

شکل ۱۱ میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده‌ی خیس را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل ۱۱ مشخص است، می‌بینیم که با این

شکل ۸: نمودار لغزش هر یک از چرخ‌ها در جاده خیس
کنترل کننده میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده‌ی خیس نیز خیلی کم می‌باشد.

نتایج حاصل از تست برای کنترل کننده‌ی طراحی شده بر اساس مدل چهار محوره برای جاده‌ی خیس در شکل‌های ۸ تا ۱۱ نشان داده شده است. لغزش هر یک از چرخ‌ها در جاده خیس در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۸ دیده می‌شود، هر یک از چرخ‌ها به مقدار λ_{ref} خود میل کرده‌اند و بیشترین انرژی ترمز نیز ایجاد می‌شود.



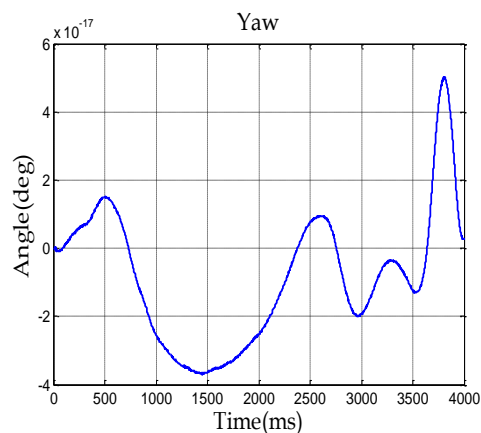
سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده‌ی آسفالت خیس در شکل ۹ نشان داده شده است.

جدول ۵: پارامترهای شبیه‌سازی در جاده اسپلیت

واحد	مقدار	پارامتر
--	۶۵۷۰	β_{01}
--	۴۰۶۵	β_{03}
--	۵۵۲۰	β_{02}
--	۳۸۸۵	β_{04}
N	-۳۲۸۰	\hat{F}_{x1}
N	-۱۱۳۹	\hat{F}_{x3}
N	-۴۶۰۰	\hat{F}_{x2}
N	-۱۳۲۰	\hat{F}_{x4}
m/s^2	-۸	\hat{V}_x
--	۰/۸	ε_i

نتایج حاصل از تست برای کنترل‌کننده طراحی شده بر اساس مدل چهار محوره برای جاده اسپلیت در شکل‌های ۱۲ تا ۱۵ نشان داده شده است.

لغزش هر یک از چرخ‌ها در جاده اسپلیت در شکل ۱۲ نشان داده شده است همانطور که از شکل ۱۲ پیداست، هر یک از چرخ‌ها به مقدار خود λ_{ref} میل کرده‌اند و بیشترین انرژی ترمز نیز ایجاد می‌شود. مقادیر مرجع لغزش چرخ‌ها همانطور که در جدول ۴ به آن اشاره شده است به این صورت است که چرخ‌های سمت راست که در جاده اسپالت خشک می‌باشند لغزش مرجع آن‌ها ۰/۱۷۵ و چرخ‌های سمت چپ که در جاده اسپالت خیس می‌باشند لغزش مرجع آن‌ها ۰/۱۲۵ می‌باشد.



شکل ۱۱: میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده خیس

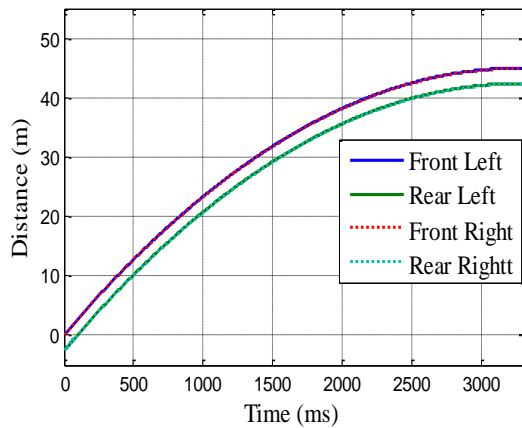
۴-۲-۳- شبیه‌سازی برای جاده اسپلیت

یکی از تست‌هایی که ترمز ضد قفل می‌بایست آن را پاس کند، تست ترمزگیری در جاده اسپلیت، یعنی جاده‌ای که ضریب اصطکاک سمت راست و چپ آن متفاوت از هم است، می‌باشد. به عنوان مثال، جاده‌ای با سمت راست آسفالت خشک و سمت چپ برفی یک نوع جاده اسپلیت می‌باشد. حال شرایط تست را مطابق جدول ۴ فرض کنید. جدول ۵ پارامترهای مورد استفاده در این شبیه‌سازی و مقدار آنها را نشان می‌دهد.

جدول ۴: شرایط تست در جاده اسپلیت

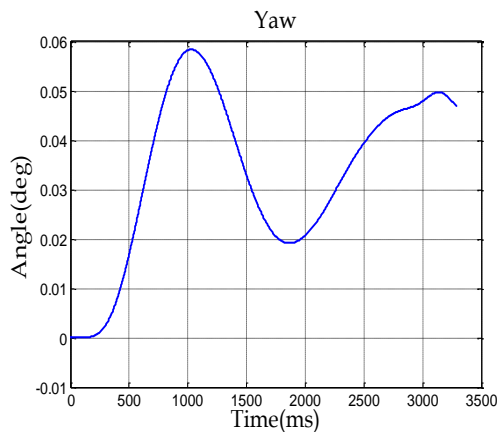
چرخ	نوع جاده	μ	λ_{ref}	i
چرخ جلو راست	آسفالت خشک	۱	۰/۱۷۵	۲
چرخ جلو چپ	خیس	۰/۷	۰/۱۲۵	۱
چرخ عقب راست	آسفالت خشک	۱	۰/۱۷۵	۴
چرخ عقب چپ	خیس	۰/۷	۰/۱۲۵	۳

شکل ۱۴ مسافت طی شده توسط هر یک از چرخ‌ها را نشان می‌دهد که مربوط به جاده‌ی اسپلیت می‌باشد.



شکل ۱۴: نمودار مسافت طی شده توسط هر چرخ در جاده اسپلیت

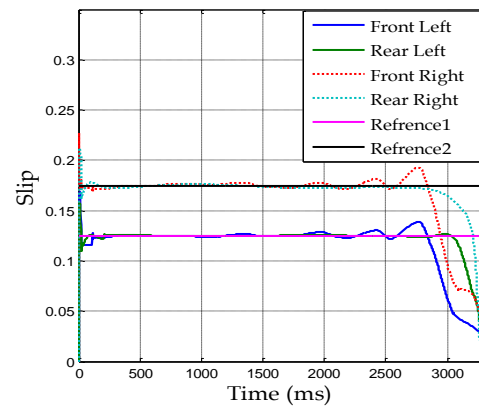
شکل ۱۵ میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده‌ی اسپلیت را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل ۱۱ مشخص است، می‌بینیم که با این کنترل کننده میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده‌ی اسپلیت نیز کم می‌باشد و این به معنی کنترل پذیری خودرو می‌باشد.



شکل ۱۵: نمودار میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده اسپلیت

۴-۳- شبیه‌سازی استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز

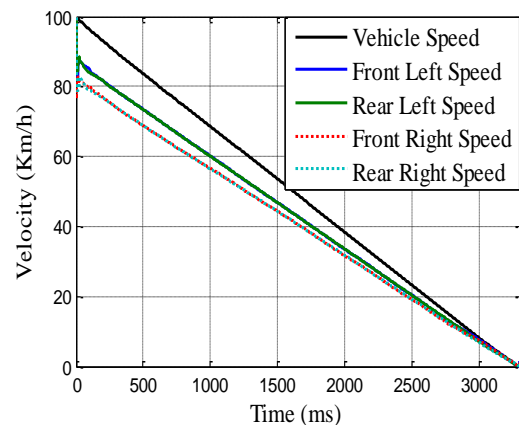
در این شبیه‌سازی پارامترها و مقادیر به صورتی که در جدول ۶ آمده است انتخاب می‌شوند.



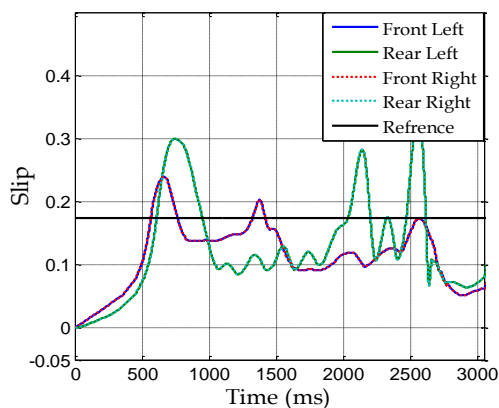
شکل ۱۲: نمودار لغزش هر یک از چرخ‌ها در جاده اسپلیت

شاید این سوال مطرح شود که آیا ردیابی صورت گرفته است یا نه، جواب این است که هدف نهایی این است که مقدار لغزش در محدوده‌ی مجاز و مناسبی قرار بگیرد و نزدیک به مقدار لغزش مرجع باشد و تمام روش‌های ارائه شده در ادبیات موضوع فراتر از این هم نرفته‌اند و برای اینکه ردیابی اتفاق بیفتد باید یک مدل ساده‌ای داشته باشیم در حالیکه از یک طرف محیط شبیه‌سازی ما پیچیدگی بسیار زیادی دارد و از طرف دیگر مدل ما هم پیچیدگی بالایی دارد و هیچ وقت نمی‌توان گفت که دقیقاً برود و به مقدار مرجع بچسبد پس محیط شبیه‌ساز اجاب می‌کند که ردیابی به این شکل انجام شود و منظور ما از ردیابی به معنای واقعی کلمه ردیابی نیست که دقیقاً برود و به مقدار مرجع بچسبد بلکه هدف ما این است که کمترین خطا را از مقدار مرجع (کمترین میزان انحراف را از مقدار مرجع) داشته باشیم که روش ما خیلی بهتر از روش‌های دیگر عمل کرده است.

سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده اسپلیت در شکل ۱۳ نشان داده شده است.

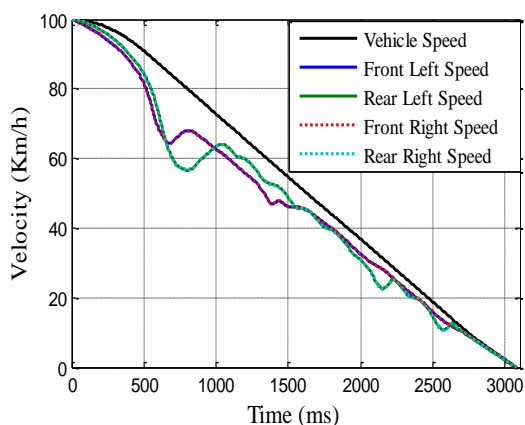


شکل ۱۳: نمودار سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده اسپلیت



شکل ۱۶: نمودار لغزش هر یک از چرخ‌ها در جاده آسفالت خشک

سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده آسفالت خشک در شکل ۱۷ نشان داده شده است.



شکل ۱۷: نمودار سرعت وسیله و سرعت هر یک از چرخ‌ها در جاده آسفالت خشک

مسافت طی شده توسط هر یک از چرخ‌ها در شکل ۱۸ نشان داده شده است که مربوط به جاده‌ی آسفالت خشک می‌باشد.

جدول ۶: پارامترهای شبیه‌سازی در استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز

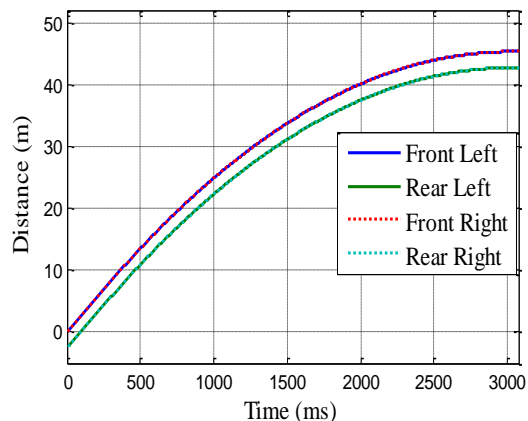
پارامتر	مقدار	واحد	مشترک
ε_1	۴۰	m/s^2	مشترک
ε_2	۶۰	m/s^2	مشترک
ε_3	۲۰	m/s^2	مشترک
ε_4	۲۵	m/s^2	مشترک
ε_5	۶۰	m/s^2	مشترک
\hat{V}_x	-۱۰/۲۵	m/s^2	مشترک
$\frac{u_1}{RW}$	۴۵۰	Bar/sec	چرخ‌های جلو
$\frac{u_3}{RW}$	۷۵۰	Bar/sec	چرخ‌های جلو
$\frac{u_4}{RW}$	۱۵۰	Bar/sec	چرخ‌های جلو
$\frac{u_5 x_2}{RW}$	۴۵	Bar/sec	چرخ‌های جلو
$\frac{u_1}{RW}$	۲۵۰۰	Bar/sec	چرخ‌های عقب
$\frac{u_3}{RW}$	۱۰۰۰	Bar/sec	چرخ‌های عقب
$\frac{u_4}{RW}$	۷۵۰	Bar/sec	چرخ‌های عقب
$\frac{u_5 x_2}{RW}$	۵۰	Bar/sec	چرخ‌های عقب

نتایج حاصل از تست در کنترل‌کننده‌ی پنج فاز بر اساس مدل چهار محوره برای جاده‌ی آسفالت خشک در شکل‌های ۱۶ تا ۱۹ نشان داده شده است.

لغزش هر یک از چرخ‌ها در جاده‌ی آسفالت خشک در شکل ۱۶ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۱۶ پیداست، هر یک از چرخ‌ها به مقدار λ_{ref} خود میل نکرده‌اند در حالیکه اگر به شکل ۴ دقت کنیم با کنترل‌کننده‌ی طراحی شده در این مقاله هر یک از چرخ‌ها به مقدار λ_{ref} خود میل کرده‌اند (کمترین مقدار انحراف را از مقدار مرجع دارند).

جدول ۷: مقایسه نتایج شبیه‌سازی‌ها

مسافت طی شده (m)	زمان توقف (sec)	نوع جاده	نوع کنترل‌کننده مورد استفاده
۳۷/۵۱	۲/۷۲۸	آسفالت خشک	SMC
۵۵/۲۶	۴/۰۲۹	خیس	SMC
۴۴/۹۴	۳/۲۹۴	اسپلیت	SMC
۴۵/۳۴	۳/۰۷۵	آسفالت خشک	Five-phase Control

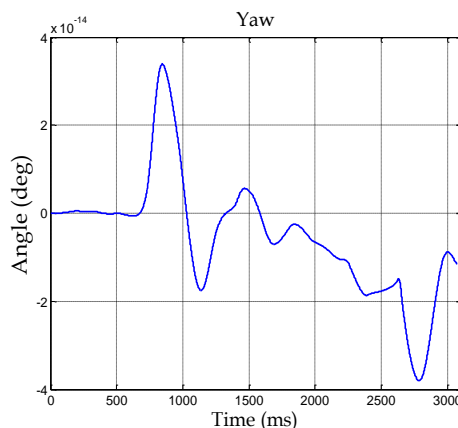


شکل ۱۸: نمودار مسافت طی شده توسط هر چرخ در جاده آسفالت خشک

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله مدل کاملی از خودرو ارائه و کنترل‌کننده‌ای بر مبنای آن طراحی گردید. به دلیل تداخل بین چرخ‌ها، استفاده از مدل چهار محوره امری ضروری می‌نمود که نتایج حاصل نیز این موضوع را تأیید کردند. به منظور رسیدن به بهترین عملکرد سیستم ترمز ضد قفل، کنترل‌کننده طراحی شده می‌بایست در محیط آلوده به عدم قطعیت، در کمترین زمان و کمترین مسافت خودرو را متوقف کند. براساس نتایج بخش شبیه‌سازی، کنترل‌کننده مد لغزشی طراحی شده این عمل را با انحراف عرضی (میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم) کمتری نسبت به استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز انجام می‌دهد.

میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده‌ی آسفالت خشک در شکل ۱۹ نشان داده شده است. اگر به شکل ۷ نگاه کنیم متوجه می‌شویم که میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در کنترل‌کننده‌ی طراحی شده توسط ما در این مقاله، نسبت به روش استراتژی کنترل ترکیبی پنج فاز، که ما این روش را پیاده‌سازی کرده‌ایم کمتر می‌باشد.



شکل ۱۹: نمودار میزان انحراف خودرو از مسیر مستقیم در جاده آسفالت خشک

اگر بخواهیم یک مقایسه از کنترل‌کننده‌ی ارائه شده در این مقاله و مرجع [۱۰] داشته باشیم متوجه می‌شویم که این کنترل‌کننده هم از لحاظ زمان توقف و هم از لحاظ مسافت طی شده بهتر عمل می‌کند که نتایج را در جدول ۷ با هم مقایسه می‌کنیم. البته ذکر این نکته لازم است که به دلیل استفاده از محیط شبیه‌ساز واقعی و وجود تاخیر در این مدل واقعی، رسیدن به صفحه‌ی لغزش بدون خطا با هیچ امکان‌پذیر نخواهد بود.

پیوست:

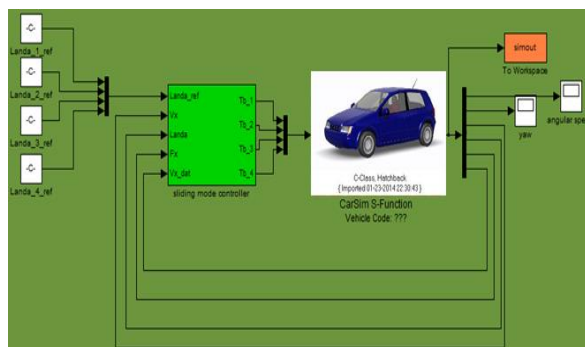
$$T_{b,s_i} = [r | F_{x_i} - \hat{F}_{x_i} | + \frac{J_{\omega_i}}{r} (1 - \lambda_i) | \dot{V}_x - \hat{V}_x |]$$

$$+ \frac{V_x J_{\omega_i}}{r} \beta_{0_i}$$

شکل ۲۰ نحوه‌ی پیاده‌سازی کنترل‌کننده‌ی طراحی شده در محیط متلب با استفاده از شبیه‌ساز کارسیم را نشان می‌دهد.

در نهایت داریم:

$$S_i \dot{S}_i \leq -\beta_{0_i} |S_i|$$



شکل ۲۰: پیاده‌سازی کنترل‌کننده‌های طراحی شده در محیط سیمولینک با استفاده از شبیه‌ساز کارسیم

اثبات پایداری رابطه‌ی (۲۲):

$$\dot{S}_i = \frac{1}{V_x} \left[\frac{r^2}{J_{\omega_i}} (F_{x_i} - \hat{F}_{x_i}) - \frac{r}{J_{\omega_i}} T_{b,s_i} \text{sign}(S_i) \right]$$

$$+ (1 - \lambda_i) (\dot{V}_x - \hat{V}_x)]$$

$$S_i \dot{S}_i = \frac{1}{V_x} \left[\frac{r^2}{J_{\omega_i}} (F_{x_i} - \hat{F}_{x_i}) S_i - \frac{r}{J_{\omega_i}} T_{b,s_i} S_i \text{sign}(S_i) \right]$$

$$+ (1 - \lambda_i) (\dot{V}_x - \hat{V}_x) S_i]$$

$$S_i \dot{S}_i \leq \frac{1}{V_x} \left[\frac{r^2}{J_{\omega_i}} |F_{x_i} - \hat{F}_{x_i}| |S_i| - \frac{r}{J_{\omega_i}} T_{b,s_i} S_i \text{sign}(S_i) \right]$$

$$+ (1 - \lambda_i) | \dot{V}_x - \hat{V}_x | |S_i|]$$

با توجه به اینکه $\text{sign}(S_i) = |S_i|$ می‌باشد، داریم:

$$S_i \dot{S}_i \leq \frac{1}{V_x} \left[\frac{r^2}{J_{\omega_i}} |F_{x_i} - \hat{F}_{x_i}| - \frac{r}{J_{\omega_i}} T_{b,s_i} \right]$$

$$+ (1 - \lambda_i) | \dot{V}_x - \hat{V}_x | |S_i|]$$

پس با انتخاب T_{b,s_i} به صورت زیر:

مراجع

- [10] W. Pasillas-Lépineb, E. d. Vriesc and Michel, "Improvements to a five-phase ABS algorithm for experimental validation," *International Journal of vehicle mechanics and mobility*, vol. 50, no. 10, 2012, pp. 1585–1611, Oct. 2012.
- [11] W. Pasillas-Lépine, "Hybrid modeling and limit cycle analysis for a class of five-phase anti-lock brake algorithms," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 44, no. 2, pp. 173–188, Feb. 2006.
- [1] H. Daegun, H. Inyong, Y. Paljoo, and K. Huh, "Development of a vehicle stability control system using brake-by-wire actuators," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, vol. 130, 2008.
- [2] N. Hamzah, Y. M. Sam, and A. A. Basari, "Enhancement of Driving Safety Feature via Sliding Mode Control Approach," in *Fourth International Conference on Computational Intelligence, Robotics and Autonomous Systems Palmerston North, New Zealand*, pp. 116-120, 2007.
- [3] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, M. Sadeghi, "Designing a Sliding Mode Controller for Slip Control of Antilock Brake Systems," *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.*, vol. 16, no. 6, pp. 731–741, Dec. 2008.
- [4] F. Assadi, "Mixed HN and Fuzzy Logic controllers for the automobile ABS PSA Peugeot-Citroen," *SAE 2001World congress*, March 5–8, Detroit, Michigan, USA, 2001.
- [5] L. Chih-Min, F. Chun-Fei, "Self-learning fuzzy sliding-mode control for antilock braking systems," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 11, no. 2, pp. 273–278, Mar. 2003.
- [6] Y. E. Mao, Y. Zheng, Y. Jing, G. M. Dimirovski, and S. Zang, "An LMI approach to slip ratio control of vehicle antilock braking systems" , in *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 3350-3354, 2009.
- [7] K. R. Buckholtz, "Reference input wheel slip tracking using sliding mode control," *SAE World Congress*, 2002.
- [8] M. Tanelli and A. Ferrara, "Active braking control for two-wheeled vehicles via switched second order sliding modes," in *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 3930-3935, 2011.
- [9] *CarSim User Manual . Mechanical Simulation Corp., Ann Arbor, MI, 2009.*

