



Designing an Adaptive Sliding-mode Controller for Vehicle Antilock Braking System Using Speed and Friction Coefficients Estimation

Mohammad Esfandyari¹, Shahriar Abbasi^{2*} 

¹PhD Student, Department of Electrical and Computer Engineering, Faculty of Boys 1, Kermanshah Branch, Technical and Vocational University (TVU), Kermanshah, Iran.

²Assistant Professor, Department of Electrical and Computer Engineering, Faculty of Boys 1, Kermanshah Branch, Technical and Vocational University (TVU), Kermanshah, Iran.

ARTICLE INFO

Article Type:

Original Research

Received: 02.14.2023

Revised: 08.15.2023

Accepted: 09.25.2023

Keyword:

Antilock Braking System (ABS)
Adaptive Sliding-mode Controller
Speed Estimation
Friction Coefficients Estimation

*Corresponding Author:

Shahriar Abbasi

Email: shabbasi@tvu.ac.ir

ABSTRACT

The Antilock Braking System (ABS) technology has an acceptable performance for vehicle control. Thus far, different control strategies have been used to control the Antilock Braking System of vehicles. The aim of this paper was to achieve a sliding mode control system as a better system for vehicle Antilock Braking System control so that the applied control signal leads to smooth and non-sudden operation of the Antilock Braking System. Unavailability of a sensor to sense state variables leads to their estimated values being used in the feedback path of the system instead of using the original values of the state variables. In this article, in addition to the design of the controller, a strategy for designing multiple observers is presented. This leads to the fast and stable performance of the Antilock Braking System control system. Effectiveness of the proposed strategy was confirmed by simulation in the MATLAB environment. The simulations were based on the real-world data and therefore, the results confirmed the performance of the proposed method in real applications.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Anti-lock braking (ABS) is a safety system for braking in vehicles that prevents the vehicle's wheels from locking when the driver brakes. The non-locking of the brakes allows the driver to steer around the obstacles and leave the danger area without losing control of the vehicle even while pressing the brake pedal to the limit.

One of the common dangers when driving vehicles is locking up their wheels during heavy braking or on slippery road surfaces. This causes the braking distance to increase and the influence of the steering wheel (the angle of the front wheels of the vehicle) on changing the direction of the vehicle being greatly reduced. Under worse conditions, if the back wheels are also locked, it will be possible for the vehicle to completely deviate due to the unevenness and slope of the road surface, and it will be very difficult to control the vehicle. Experienced drivers understand this and use intermittent braking to stop the vehicle. The ABS system tries to perform an effect similar to the intermittent braking method automatically when braking.

In the ABS system, the vehicle's wheels are equipped with speedometer sensors that send a signal to the microcontroller when the wheels are locked. The microcontroller, by checking the received information, sends commands to reduce the pressure on the brake cylinder of that wheel so that the wheel can rotate again. After the wheel is free, the brake fluid pressure will return to normal.

The ABS system may cause a feeling of vibration along with the sound under the driver's feet. However, there are ways to eliminate these items in vehicles. The main purpose of this system is to increase the controllability of the vehicles and, contrary to popular belief, it does not necessarily reduce the braking distance.

Methodology

The aim of this research was to achieve a sliding mode control system for ABS braking system control so that the applied control signal leads to smooth and non-sudden operation of the ABS system. Such control strategy known as robust controlling is used in other applications. Therefore, instead of using the original values of the state variables, their estimated values were used in the feedback path of the system. In the present study, in addition to the design of the controller, a strategy for the design of multiple viewers was presented. The results obtained from the simulation of the proposed method in the MATLAB software environment based on the real-world data confirmed the effectiveness of the proposed strategy. These simulations were based on the real-world data and the results confirmed the performance of the proposed method in real applications. The block diagram of the sliding mode controller for the ABS braking system is as per Figure 1. This block diagram was simulated and tested in Simulink MATLAB.

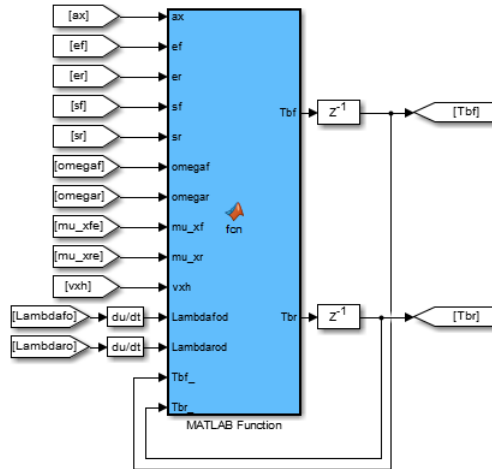
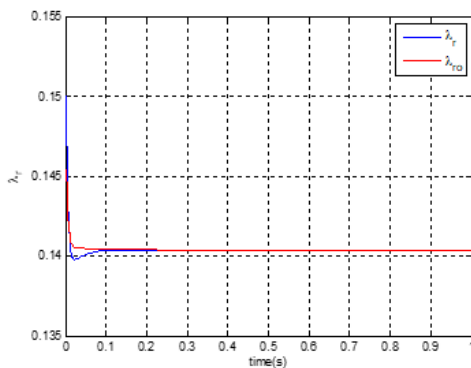


Figure 1. The block diagram of the sliding mode controller.

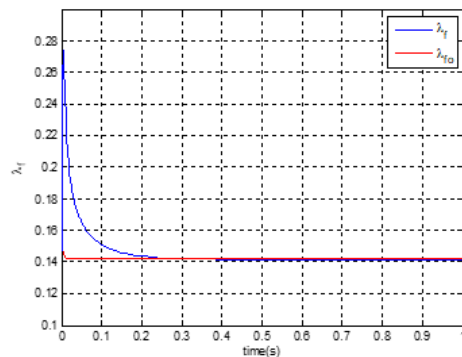
Results and discussion

The simulation results presented in Figures 2 and 3 show that the controller was able to track the optimal slip rate in the minimum possible time. In addition, in steady state, the tracking error of the controller was zero. Of course, using the estimated speed instead of the original speed reduced some of the system efficiency, but compared to other controllers, this reduction was less because this controller was actually a very strong robust controller robust against such uncertainties.

It was observed that in this form, the tracking error became zero and the controller reacted in a shorter period of time. Furthermore, the control signal was acceptable and had no sudden and unacceptable behaviors, and thus the simulation results can be evaluated and confirmed.



(b) Back wheel



(a) Front wheel

Figure 2. Tracking results of optimal slide amount for wheels using sliding mode controller.

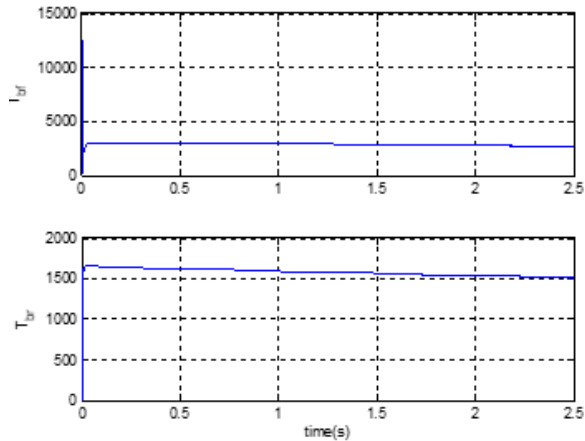



Figure 3. Braking force of the system determined by the SMC controller.

Conclusion

The aim of this article was to achieve a sliding mode control system for controlling the ABS braking system of vehicles so that the applied control signal leads to smooth and non-sudden operation of the ABS braking system. Therefore, instead of using the original values of the state variables, their estimated values were used in the feedback path of the system. In addition to the design of the controller, a strategy for the design of multiple observers was presented. In fact, the main goal was to achieve the maximum friction coefficient of the system. The simulation results showed that the proposed controller was able to track the optimal slide amount in the minimum possible time and the tracking error of the controller was zero in the steady state. Using the estimated speed instead of the original speed reduced the system efficiency, but compared to other controllers, this amount was minimal because this controller was a robust controller against such uncertainties. As a result, the control signal was acceptable and the sudden and unacceptable behaviors were not observed in the ABS braking system.



طراحی یک کنترل‌کننده مدل‌گزشی تطبیقی برای سامانه ترمز ضد قفل وسیله نقلیه به کمک تخمین سرعت و ضرایب اصطکاک

محمد اسفندیاری^۱، شهریار عباسی^{۲*} 

- ۱- دانشجوی دکترا، گروه مهندسی برق و کامپیوتر، دانشکده فنی و حرفه‌ای استان کرمانشاه، واحد شماره ۱ پسران، کرمانشاه، ایران.
 ۲- استادیار، گروه مهندسی برق و کامپیوتر، دانشکده فنی و حرفه‌ای استان کرمانشاه، واحد شماره ۱ پسران، کرمانشاه، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

تکنولوژی سامانه ترمز ضد قفل برای کنترل وسایل نقلیه عملکرد قابل قبولی دارد. از کنترل‌های مختلفی برای کنترل سامانه ترمز ضد قفل استفاده می‌شود. هدف این مقاله دستیابی به سیستم کنترل مدل‌گزشی به عنوان یک سیستم کنترلی برتر برای کنترل سامانه ترمز ضد قفل وسایل نقلیه است. عملکرد این سیستم کنترل به گونه‌ای است که سیگنال کنترلی اعمالی منجر به عملکرد نرم و غیرناگهانی سیستم ترمز ضد قفل می‌گردد. در دسترس نبودن حسگر برای متغیرهای حالت ایجاب می‌کند که به جای استفاده از مقادیر اصلی متغیرهای حالت، در مسیر فیدبک سیستم کنترل از مقادیر تخمینی متغیرهای حالت استفاده شود. در این مقاله، علاوه بر طراحی کنترل‌کننده، یک استراتژی به منظور طراحی چند رؤیت‌گر ارائه می‌شود. این کار منجر به عملکرد سریع و پایدار سامانه ترمز ضد قفل می‌گردد. نتایج اخذ شده از شبیه‌سازی روش پیشنهادی در محیط نرم‌افزار متلب مؤید کارایی استراتژی پیشنهادی است. این شبیه‌سازی‌ها بر مبنای داده‌های سیستم‌های واقعی انجام شده است و نتایج مؤید کارایی قابل قبول عملکرد روش پیشنهادی در کاربردهای واقعی می‌باشد.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۱۱/۲۵

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۵/۲۴

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۷/۰۳

کلید واژگان:

سامانه ترمز ضد قفل
کنترل‌کننده مدل‌گزشی تطبیقی
تخمین سرعت
تخمین ضرایب اصطکاک

*نویسنده مسئول: شهریار عباسی

پست الکترونیکی:

shabbasi@tvu.ac.ir



مقدمه

سیستم ترمز ضد قفل^۱ یک سامانه ایمنی برای ترمز در خودروها است که مانع قفل ماندن چرخ‌های اتومبیل در هنگام ترمز گرفتن توسط راننده می‌شود. قفل نشدن ترمزها باعث می‌شود راننده بتواند حتی در حالتی که پدال ترمز را تا آخرین حد فشرده است، بدون از دست دادن کنترل خودرو، موانع را با فرمان دادن دور بزند و از محدوده خطر خارج شود [۱؛ ۲].

یکی از خطرات رایج هنگام رانندگی با خودروها قفل شدن چرخ‌های آنها در زمان ترمزهای شدید یا در سطح جاده‌های لغزنده است [۳]. این امر باعث می‌شود مسافت ترمز افزایش پیدا کند و میزان اثرگذاری فرمان (زاویه چرخ‌های جلویی خودرو) روی تغییر جهت خودرو به شدت کاهش یابد. در شرایط بدتر، اگر چرخ‌های عقبی نیز قفل شوند امکان انحراف کامل وسیله نقلیه بر اثر ناهمواری‌ها و شیب سطح جاده وجود خواهد داشت و کنترل وسیله نقلیه را بسیار سخت خواهد کرد. رانندگان با تجربه با درک این موضوع از روش ترمز کردن متناوب برای توقف خودرو استفاده می‌کنند. سامانه ترمز ضد قفل تلاش دارد اثری مشابه روش ترمز کردن متناوب را به صورت خودکار در هنگام ترمز گرفتن اجرا کند [۴؛ ۵]. آقای دانلپ ماکسارت^۲ توانست در سال ۱۹۶۶ میلادی اصول این فناوری را روی خودروی جنسن افاف^۳ پیاده‌سازی و روانه بازار کند. اما آنچه امروزه سامانه ترمز ضد قفل شناخته می‌شود در سال ۱۹۷۸ میلادی و پس از ظهور سامانه‌های کنترلی الکترونیکی و حسگرهای مغناطیسی توسط رابرت بوش در همکاری با شرکت مرسدس بنز معرفی شد. سامانه ترمز ضد قفل از سال ۲۰۰۴ به عنوان استاندارد در خودروهای مسافری اروپا مورد استفاده قرار می‌گیرد و چگونگی عملکرد آن در مقررات مشخص شده است [۴؛ ۵].

در سامانه ترمز ضد قفل، چرخ‌ها به حسگرهای سرعت سنج مجهز می‌شوند که با قفل شدن چرخ‌ها سیگنالی را برای میکروکنترلر ارسال می‌شود. میکروکنترلر با بررسی اطلاعات فرمان‌هایی برای کم کردن فشار روی سیلندر ترمز آن چرخ ارسال می‌کند تا چرخ بتواند دوباره به چرخش آزاد شود. فشار سیال ترمز دوباره به حالت عادی باز خواهد گشت [۶؛ ۷].

سامانه ترمز ضد قفل ممکن است موجب ایجاد صدا و احساس لرزش زیر پای راننده گردد. با این وجود، روش‌هایی برای از بین بردن این موارد در خودروها وجود دارد. هدف اصلی این سامانه افزایش میزان کنترل پذیری خودرو است و بر خلاف باور رایج، لزوماً موجب کاهش مسافت ترمز نمی‌شود [۸؛ ۹].

تاکنون، کارهای پژوهشی مختلفی در مورد کنترل سامانه ترمز ضد قفل وسیله نقلیه ارائه شده است. در مرجع [۱۰]، کنترل کننده مدل‌گزشی ترمینال سریع برای کنترل مقاوم سامانه ترمز ضد قفل وسیله نقلیه ارائه شده است. نتایج مأخوذه مؤید عملکرد بهتر این کنترل کننده نسبت به کنترل کننده مدل‌گزشی ترمینال معمولی است. به هر حال، در دسترس نبودن حسگر برای متغیرهای مورد نیاز نقدی است که بر نوآوری این مقاله گفته می‌شود.

نویسندگان مقاله [۱۱]، از رویکرد غیرخطی برای طراحی کنترل کننده مدل‌گزشی برای سامانه ترمز ضد قفل وسیله نقلیه استفاده کرده‌اند. به کمک این رویکرد می‌توان نیروی اصطکاک جاده-تایر محاسبه و شتاب خودرو تخمین زده شود. غیرخطی بودن رویکرد استفاده شده منجر به کاهش سرعت عمل کنترل کننده مورد استفاده می‌گردد.

هدف این مقاله دستیابی به سامانه کنترل مدل‌گزشی برای کنترل سامانه ترمز ضد قفل است. عملکرد این سامانه به گونه‌ای است که سیگنال کنترلی اعمالی منجر به عملکرد نرم و غیرناگهانی سامانه ضد قفل می‌گردد. لازم به ذکر است که این نوع کنترل موسوم به کنترل مقاوم بوده و در سامانه‌های دیگر نیز کاربرد دارد [۱۲؛ ۱۳]. در دسترس نبودن حسگر برای متغیرهای حالت ایجاب می‌کند که به جای استفاده از مقادیر اصلی متغیرهای حالت، در مسیر فیدبک

¹ Antilock braking system

² Dunlop Maxaret

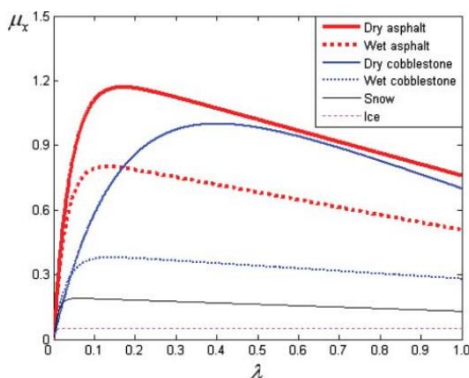
³ Jensen FF

سیستم کنترل از مقادیر تخمینی متغیرهای حالت استفاده شود. در این مقاله، علاوه بر طراحی کنترل کننده، یک استراتژی به منظور طراحی چند رؤیت گر ارائه می شود. این کار منجر به عملکرد سریع و پایدار سامانه کنترل ترمز ضد قفل می گردد. نتایج اخذ شده از شبیه سازی روش پیشنهادی در محیط نرم افزار متلب مؤید کارایی استراتژی پیشنهادی است. این شبیه سازی ها بر مبنای داده های سیستم های واقعی انجام شده است و نتایج مؤید کارایی قابل قبول عملکرد روش پیشنهادی در کاربردهای واقعی می باشد. ادامه این مقاله در زیر ارائه شده است.

مدلسازی و فرمولبندی ریاضی

مدلسازی ریاضی اصطکاک جاده

اصطکاک موجود میان تایر وسیله نقلیه و جاده به صورت تابعی از ضریب اصطکاک (μ_x)، میزان لغزش چرخ (λ) و شرایط جاده توصیف می شود. مطابق شکل ۱، مقدار μ_x تابعی از دو عامل شرایط جاده ای و میزان لغزش چرخ (λ) است [۱۴]. با افزایش λ مقدار ضریب اصطکاک به صورت ناگهانی بیشتر شده و به مقدار ماکزیمم خود می رسد. پس از آن، مقدار این ضریب با افزایش λ به آرامی کاهش پیدا می کند. بنابراین در هر شرایط جاده ای، ماکزیمم جدیدی برای ضریب اصطکاک موجود است. منحنی های ضریب اصطکاک بین سیستم جاده و چرخ در شرایط متفاوت جاده ای مطابق شکل ۱ می باشد.



شکل ۱. منحنی های ضریب اصطکاک در شرایط متفاوت جاده ای [۱۵].

تاکون مدل های ریاضی مختلفی برای ضریب اصطکاک ارائه شده است [۱۵؛ ۱۶]. مدل ارائه شده در مرجع [۱۵] نسبتاً ساده تر است. این مدل به صورت زیر است:

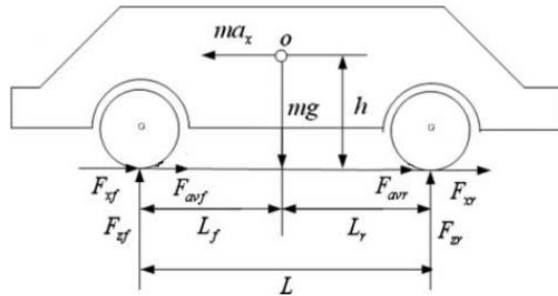
$$\mu_x = c_1(1 - \exp(-c_2\lambda)) - c_3\lambda \quad (1)$$

که، مقادیر ضرایب c_1 ، c_2 و c_3 بستگی به شرایط جاده و محیط داشته و توسط داده های آزمایش مقدار آنها تعیین می شود. در رابطه (۱)، مقدار لغزش بهینه متناظر با حداکثر μ_x برابر است با:

$$\lambda_o = \frac{\ln(c_1c_2) - \ln c_3}{c_2} \quad (2)$$

مدلسازی ریاضی وسیله نقلیه و سامانه ترمزی

به منظور ساده‌سازی، صرفاً حرکت طولی وسیله نقلیه در نظر گرفته می‌شود. از سایر فاکتورها از قبیل مقاومت هوا، اثر سیستم تعلیق، حرکت پیچ و رول وسیله و حرکت‌های عمودی وسیله در معادلات صرف نظر می‌شود. طرح وسیله نقلیه متحرک روی یک جاده صاف به همراه نیروهای فیزیکی و متغیرهای آن در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲. طرح وسیله نقلیه مورد نظر.

که، m جرم وسیله نقلیه، a_x شتاب طولی وسیله، g شتاب جاذبه، h ارتفاع مرکز جرم جسم تا سطح زمین، L_f فاصله چرخ جلو از مرکز جرم سیستم، L_r فاصله مرکز جرم سیستم از چرخ عقبی، L فاصله میان چرخ‌های عقبی و چرخ‌های جلو، F_{zf} نیروی چرخ جلو، F_{zr} نیروی چرخ عقبی، F_{xf} نیروی اصطکاک چرخ جلویی، F_{xr} نیروی اصطکاک چرخ عقبی، F_{av} مقاومت چرخ‌های جلو و در نهایت F_{ar} مقاومت چرخ‌های عقب می‌باشد. بر اساس قانون دوم نیوتن، معادلات حاکم بر سیستم شکل ۲ به صورت زیر می‌باشند.

$$\begin{aligned} m\dot{v}_x &= ma_x = -F_{xf} - F_{xr} - F_{av} = -\mu_{xf}F_{zf} - \mu_{xr}F_{zr} - f_R mgv_x \\ J\dot{\omega}_f &= RF_{xf} + RF_{avf} - \sigma_\omega\omega_f - T_{bf} = R\mu_{xf}F_{zf} + Rf_RF_{zf}v_x - \sigma_\omega\omega_f - T_{bf} \\ J\dot{\omega}_r &= RF_{xr} + RF_{avr} - \sigma_\omega\omega_r - T_{br} = R\mu_{xr}F_{zr} + Rf_RF_{zr}v_x - \sigma_\omega\omega_r - T_{br} \end{aligned} \quad (3)$$

که، μ_{xf} ضریب اصطکاک چرخ جلو و جاده، μ_{xr} ضریب اصطکاک چرخ عقبی، f_R ضریب مقاومتی غلتشی^۱ (مقاومت غلتشی تایلر تقسیم بر بار چرخ)، J مقدار اینرسی، ω_f سرعت زاویه‌ای چرخ جلو، ω_r سرعت زاویه‌ای چرخ عقبی، σ_ω ضریب مقاومت چسبناکی^۲ (وابسته به میزان چسبناکی چرخ به زمین)، R شعاع چرخ‌ها و در نهایت T_{bf} و T_{br} گشتاور ترمزی چرخ‌های جلو و عقب می‌باشند. پس از ساده‌سازی، معادلات نهایی سیستم به صورت زیر است [۵]:

$$\dot{v}_x = \frac{g(\mu_{xf}L_r + \mu_{xr}L_f) + f_R gLv_x}{h(\mu_{xf} - \mu_{xr}) - L} \quad (4)$$

$$\dot{\omega}_f = \frac{mgRf_RL_rv_x - \sigma_\omega\omega_f - T_{bf} - f_1}{J} \quad (5)$$

¹ Rolling resistance coefficient

² Viscous resistance coefficient

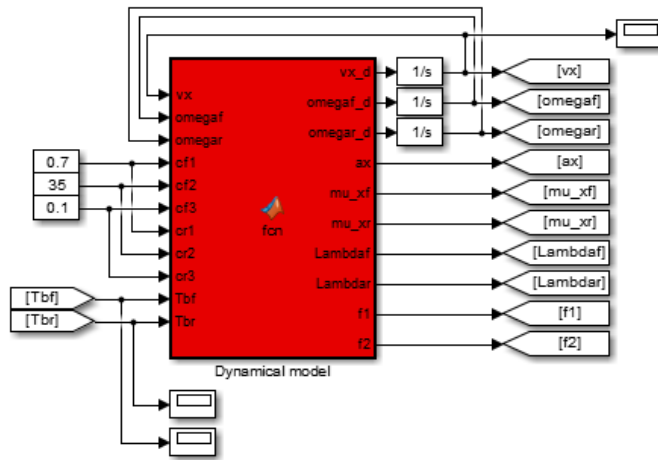
$$\dot{\omega}_r = \frac{mgRf_R L_f v_x}{L} - \sigma_\omega \omega_r - T_{br} + f_2 \quad (6)$$

که،

$$f_1 = \frac{\mu_{xf} mgR(\mu_{xr} h + L_r + f_R h v_x) L + mgR h f_R (\mu_{xf} L_r + \mu_{xr} L_f) + mgR h f_R^2 v_x}{hL(\mu_{xf} - \mu_{xr}) - L^2}$$

$$f_2 = \frac{\mu_{xr} mgR(\mu_{xf} h + L_f + f_R h v_x) L + mgR h f_R (\mu_{xf} L_r + \mu_{xr} L_f) + mgR h f_R^2 v_x}{hL(\mu_{xf} - \mu_{xr}) - L^2}$$

از معادلات معادلات دینامیکی سیستم (۴)-(۶) برای شبیه‌سازی و طراحی کنترل کننده سیستم وسیله نقلیه استفاده می‌شود. در این مقاله، این کار به کمک بلوک Embedded function شکل ۳ در سیمولینک نرم‌افزار متلب انجام شده است. ورودی‌های این بلوک عبارتند از: مقادیر سرعت‌های خطی و زاویه‌ای وسیله نقلیه، ضرایب مربوط به ضریب اصطکاک سیستم و فیدبک سرعت‌های زاویه‌ای خروجی. همچنین مقادیر گشتاور تعیین شده توسط کنترلر به عنوان ورودی به این بلوک اعمال می‌شود.



شکل ۳. بلوک مربوط به دینامیک سیستم.

تخمین گر سرعت طولی

یکی از جنبه‌های بسیار ارزشمند این مقاله استفاده از رؤیت‌گر برای تخمین سرعت وسیله نقلیه در لحظات آینده است. این تخمین با رؤیت کردن داده‌های مرتبط با شتاب سیستم و نیروهای ترمزی انجام می‌شود. در این مقاله، از رؤیت‌گر غیرخطی ارایه شده در مرجع [۱۷] استفاده می‌شود. از آنجا که، تنها حرکت مورد نظر حرکت طولی وسیله نقلیه است، طراحی رؤیت‌گر برای تخمین سرعت طول (\hat{v}_x) بر مبنای روابط زیر است:

$$\dot{\hat{v}}_x = a_x + K_f(\omega_f R - \hat{v}_x) + K_r(\omega_r R - \hat{v}_x) \quad (7)$$

که، K_f و K_r بهره‌های مجهول مسئله بوده و باید تعیین شوند. در این مقاله، از روش پیشنهادی مدل‌گزینی برای تعیین این بهره‌ها استفاده می‌شود. فرض کنید معادلات حالت بیانگر دینامیک سیستم به صورت زیر باشد:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + Bu + f_n \\ Y &= CX \end{aligned} \quad (۸)$$

که، $Y = [\omega_f \quad \omega_r]^T$ و $X = [v_x \quad \omega_f \quad \omega_r]^T$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{mgRf_R L_r}{JL} & -\frac{\sigma_\omega}{J} & 0 \\ \frac{mgRf_R L_f}{JL} & 0 & -\frac{\sigma_\omega}{J} \end{bmatrix} \quad (۹)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J} \end{bmatrix} \quad (۱۰)$$

$$f_n = \begin{bmatrix} a_x \\ -f_1/J \\ f_2/J \end{bmatrix} \quad (۱۱)$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (۱۲)$$

بنابراین، بر اساس روابط مربوط به رؤیت‌گر مدل‌گزینی،

$$\dot{\hat{X}} = A\hat{X} + Bu + G\tilde{y} + Esgn(\tilde{y}) \quad (۱۳)$$

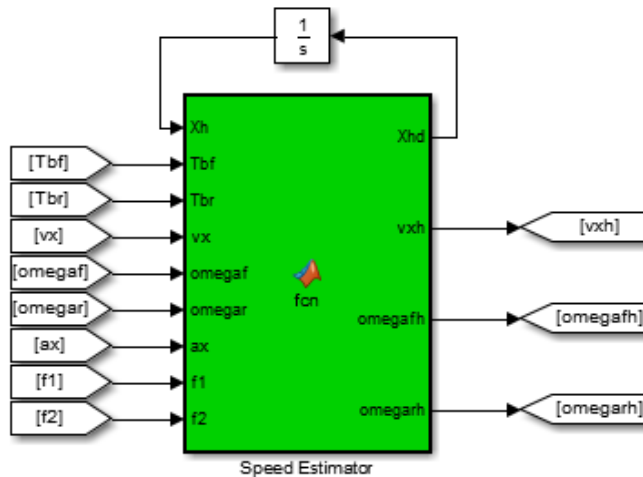
که، تنها مقادیر بهره‌های G و E مجهول بوده و باید تعیین شوند. عبارت $\tilde{y} = y - \hat{y}$ میزان خطا را نشان می‌دهد. با فرض اینکه ماتریس‌های بهره به صورت زیر می‌باشند:

$$G = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} \\ g_{21} & g_{22} \\ g_{31} & g_{32} \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} \\ e_{21} & e_{22} \\ e_{31} & e_{32} \end{bmatrix}$$

اکنون می‌توان برای تعیین بهره‌ها از شرط پایداری لیاپانوف استفاده کرد. در مقاله [۱۴] شرط لیاپانوف برای تعیین مقادیر بهره‌های این ماتریس‌ها ذکر شده و مقادیر بهره‌ها به صورت زیر است:

$$g_{11} = \frac{mgRf_{RLr}}{JL}, g_{12} = \frac{mgRf_{RLf}}{JL}, g_{21} \geq \frac{g_{22}+g_{31}}{2} - \frac{\sigma\omega}{J}, g_{32} \geq \frac{g_{22}+g_{31}}{2} - \frac{\sigma\omega}{J}, g_{22} + g_{31} > 0, e_{21} > e_{22} + \frac{|f_1|}{J}, e_{32} > e_{31} + \frac{|f_2|}{J}, e_{11} \operatorname{sgn}(\hat{\omega}_f) + e_{12} \operatorname{sgn}(\hat{\omega}_r) = a_x \quad (14)$$

با توجه به روابط فوق، بلوک سیمولینک رؤیت‌گر سرعت به صورت شکل ۴ است. ورودی‌های بلوک عبارتند از گشتاورهای ترمزی، سرعت‌ها، شتاب و پارامترهای f_1 و f_2 بوده و بر اساس روابط (۱۳)-(۱۴) سرعت وسیله نقلیه تخمین زده می‌شود.



شکل ۴. بلوک سیمولینک رؤیت‌گر سرعت.

تخمین‌گر ضریب اصطکاک

یکی از روش‌های پرکاربرد تخمین ضرایب اصطکاک روش تخمین فیلتر کالمن^۱ EKF است که شرح آن به صورت زیر است [۱۴؛ ۱۷]:

$$\mu_{xf} = c_{f1}(1 - \exp(-c_{f2}\lambda_f)) - c_{f3}\lambda_f \quad (15)$$

$$\mu_{xr} = c_{r1}(1 - \exp(-c_{r2}\lambda_r)) - c_{r3}\lambda_r$$

که، $\lambda_r = \frac{v_x - \omega_r R}{v_x}$ و $\lambda_f = \frac{v_x - \omega_f R}{v_x}$ به استناد مرجع [۱۴] داریم:

$$a_x = -\frac{gL_r}{L}(c_{f1}(1 - \exp(-c_{f2}\lambda_f)) - c_{f3}\lambda_f) - \frac{gL_f}{L}(c_{r1}(1 - \exp(-c_{r2}\lambda_r)) - c_{r3}\lambda_r) \quad (16)$$

¹ Estimation of Kalman Filter

که، متغیر قابل اندازه‌گیری در رابطه فوق، شتاب سیستم (A_x) می‌باشد و مقادیر لغزش سیستم با توجه به سرعت‌های تخمین زده شده قابل محاسبه است. به منظور تخمین ضریب اصطکاک سیستم، بایستی پارامترهای موجود در رابطه (۱۶) تخمین زده شوند. به همین منظور فرض می‌شود:

$$x = \begin{bmatrix} c_{f1} \\ c_{f2} \\ c_{f3} \\ c_{r1} \\ c_{r2} \\ c_{r3} \end{bmatrix} \quad (17)$$

همچنین،

$$x(k) = F(x(k-1)) + w(k), y(k) = H(x(k-1)) + v(k) \quad (18)$$

که در این رابطه، k گام‌های گسسته در حوزه زمان، F ماتریس همانی و H بیانگر رابطه غیر خطی سیستم با پارامترهای x است. همچنین، متغیر قابل اندازه‌گیری ($y(k)$) همان شتاب سیستم می‌باشد. با توجه به توضیحات فوق و مطالب ارائه شده در مرجع [۱۴]، روابط مربوط به فیلتر کالمن به صورت زیر می‌باشد.

$$\begin{aligned} \hat{x}(k) &= \hat{x}(k-1) + K(k) (y(k) - H(x(k-1))) \\ K(k) &= S(k)D(k)^T (D(k)S(k)D(k)^T + R_v(k))^{-1} \\ S(k) &= A_0(k)P(k-1)A_0(k)^T + Q_v(k-1) \end{aligned} \quad (19)$$

که،

$$A_0(k) = \left. \frac{\partial F}{\partial x} \right|_{x=\hat{x}(k-1)} = I_{6 \times 6} \quad (20)$$

$$P(k) = (I - K(k)D(k))S(k) \quad (21)$$

$$D(k) = \left. \frac{\partial H}{\partial x} \right|_{x=\hat{x}(k-1)} \quad (22)$$

$$\frac{\partial H}{\partial c_{f1}} = -\frac{gL_r}{L} (1 - \exp(-c_{f2}\lambda_f)) \quad (23)$$

$$\frac{\partial H}{\partial c_{f2}} = -\frac{gL_r c_{f1} \lambda_f \exp(-c_{f2}\lambda_f)}{L} \quad (24)$$

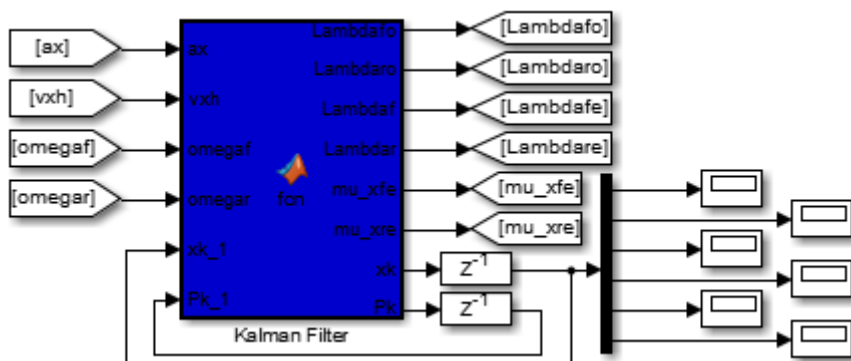
$$\frac{\partial H}{\partial c_{f3}} = \frac{\lambda_f g L_r}{L} \quad (25)$$

$$\frac{\partial H}{\partial c_{r1}} = -\frac{gL_f}{L}(1 - \exp(-c_{r2}\lambda_r)) \quad (26)$$

$$\frac{\partial H}{\partial c_{r2}} = -\frac{gL_f c_{r1} \lambda_r \exp(-c_{r2}\lambda_r)}{L} \quad (27)$$

$$\frac{\partial H}{\partial c_{r3}} = \frac{\lambda_r g L_f}{L} \quad (28)$$

در صورتی که شرایط اولیه مربوط به متغیرهای x و P تعیین شده باشند، با استفاده از معادلات بازگشتی رابطه (۱۹) می توان مقادیر پارامترهای مربوط به ضریب اصطکاک را تعیین کرد و در نهایت این ضریب را تخمین زد. محاسبات مربوط به معادلات بازگشتی و بقیه محاسبات این بخش در یک بلوک نرم افزاری در سیمولینک متلب [۱۸] برنامه ریزی شده است که این بلوک در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۵: بلوک مربوط به کالمن فیلتر توسعه یافته در محیط سیمولینک.

با توجه به بلوک نشان داده شده در شکل ۵، مشاهده می شود که در این بلوک، ورودی ها عبارتند از سرعت های تخمینی و مقدار شتاب سیستم و خروجی ها عبارتند از مقادیر لغزش و ضرایب اصطکاک. ارتباط این پارامترها در شکل ۵ قابل مشاهده است.

روش انجام آزمایش

نویسندگان این مقاله به دنبال طراحی کنترل کننده ای هستند که میزان لغزش سیستم را به گونه ای تنظیم کند تا یک مقدار از پیش تعیین شده را ردیابی کند. در واقع، هدف ردیابی مقدار لغزش بهینه توسط کنترل کننده مد لغزشی با وجود نامعینی ها در سیستم جاده - وسیله نقلیه است. برای طراحی کنترل کننده مد لغزشی، ابتدا سطح لغزش به صورت رابطه زیر تعریف می شود.

$$s_f = e_f + k_{1f} \int_0^t e_f(\tau) dt \quad (29)$$

که در این رابطه، $e_f = \lambda_f - \lambda_{f0}$ و k_{1f} فاکتور ثابت است. طراحی کنترل کننده به گونه‌ای است که مشتق رابطه (۲۹) در حالت ماندگار صفر می‌شود.

$$\dot{s}_f = \dot{\lambda}_f - \dot{\lambda}_{f0} - k_{1f}e_f = 0 \quad (30)$$

با توجه به رابطه λ_f می‌توان نوشت:

$$\dot{\lambda}_f = g_f + b_f T_{bf} \quad (31)$$

که در آن،

$$g_f = \frac{\omega_f R a_x}{v_x^2} + \frac{f_1 - \frac{mgRf_R L r v_x}{L} + \sigma \omega \omega_f R}{J v_x}, b_f = \frac{R}{J v_x} \quad (32)$$

بنابراین،

$$g_f + b_f T_{bf} - \dot{\lambda}_{f0} - k_{1f}e_f = 0 \quad (33)$$

همچنین،

$$T_{bf} = -b_f^{-1}(g_f - \dot{\lambda}_{f0} - k_{1f}e_f) \quad (34)$$

در نهایت، به دلیل سوئیچ‌های موجود در سیگنال کنترل، یک عبارت تطبیقی به سیگنال کنترل اضافه می‌شود:

$$T_{bf} = -b_f^{-1}(g_f - \dot{\lambda}_{f0} + k_{1f}e_f + k_{2f} \operatorname{sgn}(s_f)), \quad (35)$$

متغیرهای g_f و b_f توابعی از سرعت‌ها بوده و مقادیر خروجی رؤیت‌گر سرعت به جای مقادیر سرعت‌ها قرار می‌گیرد:

$$T_{bf} = -\hat{b}_f^{-1}(\hat{g}_f - \dot{\lambda}_{f0} + k_{1f}e_f + k_{2f} \arctan(s_f)) \quad (36)$$

به طریق مشابه،

$$T_{br} = -\hat{b}_r^{-1}(\hat{g}_r - \dot{\lambda}_{r0} + k_{1r}e_r + k_{2r} \arctan(s_r)) \quad (37)$$

که،

$$\hat{g}_r = \frac{\omega_f R a_x}{\hat{v}_x^2} - \frac{\left(\hat{f}_2 + \frac{mgRf_R L f \hat{v}_x}{L} - \sigma \omega \omega_f\right) R}{J \hat{v}_x}, \hat{b}_f = \frac{R}{J \hat{v}_x} \quad (38)$$

زیر به روز رسانی می‌شوند: k_{2f} در رابطه (۳۶) و k_{2r} در رابطه (۳۷) عبارات تطبیقی کنترل کننده‌ها بوده و در طول زمان شبیه‌سازی از روابط

$$k_{2f} = \frac{\omega_f R a_x C_1 (2 + C_1)}{(1 - C_1)^2 \hat{v}_x^2} + \frac{R A_1}{J} + \frac{R}{J} \left| \frac{\hat{f}_1}{\hat{v}_x} \right| + \frac{\sigma_\omega \omega_f R C_1}{J(1 - C_1) \hat{v}_x} + \frac{R C_1 T_{bf}}{J(1 - C_1) \hat{v}_x} \quad (39)$$

$$k_{2r} = \frac{\omega_r R a_x C_1 (2 + C_1)}{(1 - C_1)^2 \hat{v}_x^2} + \frac{R A_3}{J} + \frac{R}{J} \left| \frac{\hat{f}_2}{\hat{v}_x} \right| + \frac{\sigma_\omega \omega_r R C_1}{J(1 - C_1) \hat{v}_x} + \frac{R C_1 T_{bf}}{J(1 - C_1) \hat{v}_x} \quad (40)$$

که،

$$A_1 = \frac{|(1 + C_2) \hat{\mu}_{xf} m g R ((1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} h + L_r)|}{|(1 - C_1) \hat{v}_x (h(1 - C_2) \hat{\mu}_{xf} - h(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} - L)|} + \frac{|(1 + C_2) \hat{\mu}_{xf} m g R h f_R + m g R h f_R^2|}{|h(1 - C_2) \hat{\mu}_{xf} - h(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} - L|} \quad (41)$$

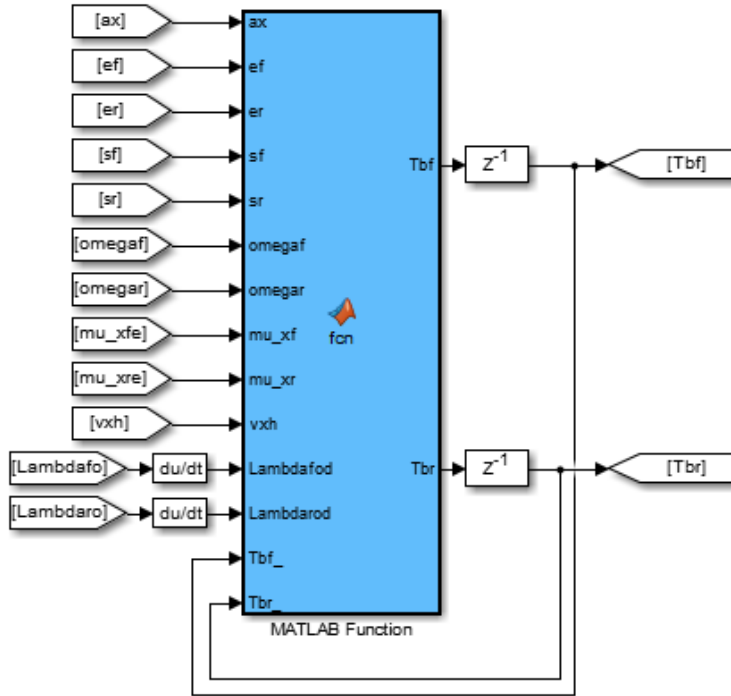
$$+ \frac{|m g R h f_R ((1 + C_2) \hat{\mu}_{xf} L_r + (1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} L_f)|}{|L(1 - C_1) \hat{v}_x (h(1 - C_2) \hat{\mu}_{xf} - h(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} - L)|}$$

همچنین،

$$A_3 = \frac{|(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} m g R ((1 + C_2) \hat{\mu}_{xf} h - L_r)|}{|(1 - C_1) \hat{v}_x (h(1 - C_2) \hat{\mu}_{xf} - h(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} - L)|} + \frac{|(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} m g R h f_R + m g R h f_R^2|}{|h(1 - C_2) \hat{\mu}_{xf} - h(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} - L|} \quad (42)$$

$$+ \frac{|m g R h f_R ((1 + C_2) \hat{\mu}_{xf} L_r + (1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} L_f)|}{|L(1 - C_1) \hat{v}_x (h(1 - C_2) \hat{\mu}_{xf} - h(1 + C_3) \hat{\mu}_{xr} - L)|}$$

بر اساس روابط (۲۹) - (۴۲)، نمایش بلوکی مربوط به کنترل کننده مدلفزشی به صورت شکل ۶ است. که در آن، به جای مقدار سرعت واقعی مقدار تخمینی آن به ورودی کنترل کننده اعمال می‌گردد. در مرحله بعدی، بر اساس داده‌های واقعی، عملکرد این کنترل کننده در سیمولینک متلب [۱۸] شبیه‌سازی می‌گردد.



شکل ۶. نمایش بلوک مربوط به کنترل کننده مدلغزشی.

نتایج و بحث

در این بخش، به منظور ارزیابی روش معرفی شده و اطمینان از صحت عملکرد رؤیت گرها و تخمین گر سرعت، به شبیه سازی سیستم حلقه بسته با استفاده از کنترل کننده مدلغزشی خواهیم پرداخت. پارامترهای سیستم مورد مطالعه در جدول ۱ ارایه شده است.

جدول ۱. پارامترهای سیستم.

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
v_0	20 m/s	h	0.5 m
m	2045 kg	r	0.054 m
R	0.3 m	d	0.054 m
J	1.5 kg.m ²	k_h	0.8
L	3.2 m	C_a	0.3693
L_f	1.488 m	f_R	1
L_r	1.712 m	σ_ω	0.005

با استفاده از جدول شماره ۱ و پارامترهای مربوط به رؤیت گر و تخمین گر سرعت که در مرجع [۱۴] داده شده است، شبیه سازی در سیمولینک متلب [۱۸] اجرا می شود. برای تخمین گر سرعت، $e_{21} = 100$ ، $g_{22} = 100$ ، $g_{21} = 2000$

2000، $e_{22} = 100$ ، $e_{31} = 100$ ، $g_{31} = 100$ ، $g_{32} = 2000$ ، $e_{31} = 1500$ ، $e_{32} = 2000$ و $e_{12} = 0$ می‌باشد. از طرفی، برای فیلتر کالمن داریم:

$$x(0) = \begin{bmatrix} 0.88 \\ 34 \\ 0.2 \\ 0.825 \\ 34 \\ 0.2 \end{bmatrix}$$

،۹

$$R_v = 700$$

$$Q_v = \begin{bmatrix} 0.01 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.02 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0001 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.01 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0001 \end{bmatrix}$$

$$P_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times 10^{-3}$$

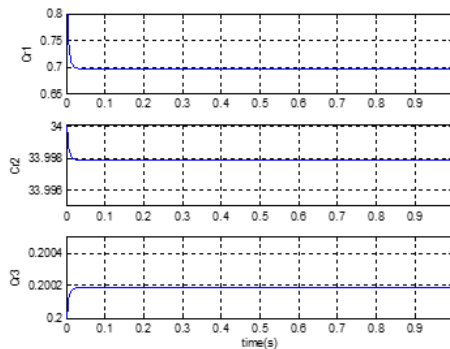
فرض شده است که $k_{f1} = k_{r1} = 500$ و $C_1 = C_2 = C_3 = 0.1$. در شکل ۷، مقادیر تخمین زده شده توسط فیلتر کالمن نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که اگر چه مقداری خطا در مقایسه با مقدار اصلی وجود دارد، اما در کل خطای تخمین قابل قبول است. باید توجه داشت که دقت تخمین را باید با توجه به تخمین ضریب اصطکاک بررسی کرد. در این حالت، باید بایستی شکل ۸ ارجاع شود. با توجه به این شکل، مشاهده می‌شود که مقدار ضریب اصطکاک برای هر دو چرخ جلو و عقب، هر کدام با خطای کمتر از ۵ درصد تخمین زده شده است.

ملاحظه می‌شود، بخش مربوط به فیلتر کالمن توسعه یافته به خوبی عمل کرده و تخمین قابل قبولی از پارامترهای ضریب اصطکاک در اختیار واحد کنترل قرار می‌دهد. این مطلب بسیار قابل قبول و مفید است. زیرا، در این حالت به طور تطبیقی با تغییر شرایط جاده، میزان ضریب اصطکاک جدید تخمین زده شده و بازدهی سیستم به طرز قابل توجهی افزایش می‌یابد.

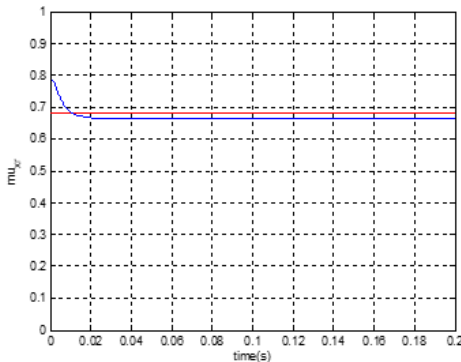
در ادامه به بررسی بازدهی تخمین گر سرعت خواهیم پرداخت. در شکل ۹، نتایج ردیابی برای این تخمین گر نشان داده شده است. با توجه به نتایج ارائه شده در شکل ۹، خطای تخمین قابل قبول بوده و این تخمین گر به طرز قابل قبولی قادر است سرعت سیستم را تخمین دهد. البته، می‌توان از تخمین گرهای دیگری نیز برای این کار استفاده کرد و نتایج را با این بخش مقایسه کرد و بازدهی سیستم حلقه بسته را مقایسه کرد. در ادامه، نتایج تخمین برای متغیرهای حالت دیگر یعنی سرعت چرخ‌ها نیز در شکل ۱۰ ارائه شده است. لازم به ذکر است که در این شبیه‌سازی تنها از مقدار تخمینی

سرعت طولی برای دیگر بلوک‌ها به جای سرعت اصلی استفاده شده است و می‌توان این سرعت‌ها را بر حسب مقدار واقعی سرعت تایرها بیان کرد.

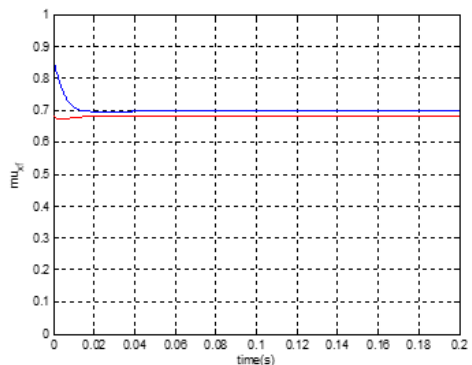
نکته مورد توجه در شکل‌های ۸ تا ۱۰ اختلاف مقادیر تخمینی پارامترها با مقادیر واقعی آنها است که این موضوع معمولاً در تخمین‌گرها رؤیت می‌گردد. دلیل عمده این اختلاف، مدلسازی تقریبی سیستم وسیله نقلیه و ترمز است که لحاظ کردن تمام جزئیات در محاسبات منجر به کاهش سرعت عمل تخمین‌گر می‌گردد. البته این مقدار خطای محاسباتی حداکثر ۵ درصد می‌باشد که قابل نگرانی نمی‌باشد. به هر حال، در طراحی کنترل‌کننده این روش پیشنهادی به جای یک نقطه تخمینی از میانگین چندین نقطه تخمینی اخیر استفاده کرده تا مقدار به دست آمده به مقدار واقعی نزدیکتر گردد.



شکل ۷. شبیه‌سازی پارامترهای تخمین زده شده توسط فیلتر کالمن توسعه یافته.

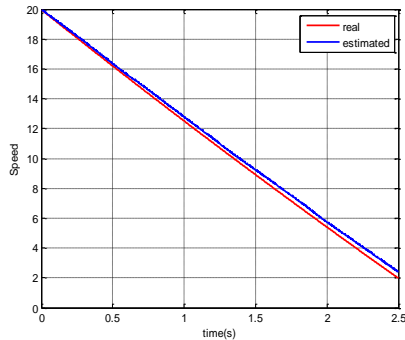


ب - چرخ عقب

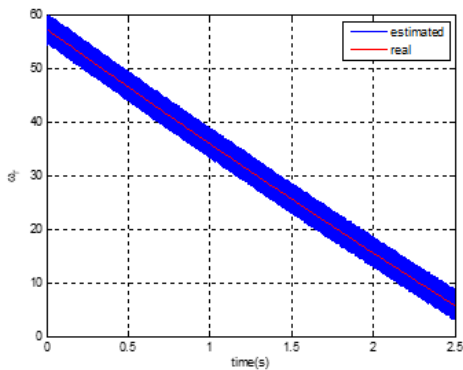


الف - چرخ جلو

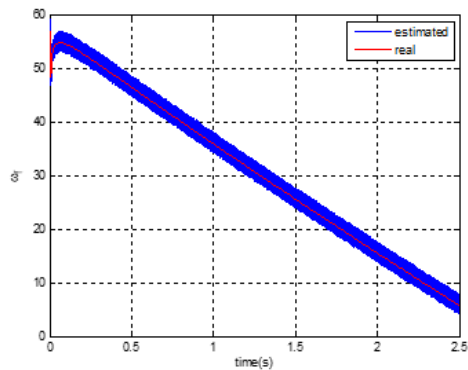
شکل ۸. نتایج ردیابی برای تخمین ضریب اصطکاک



شکل ۹. نتایج شبیه‌سازی تخمین گر سرعت.



ب - چرخ عقب

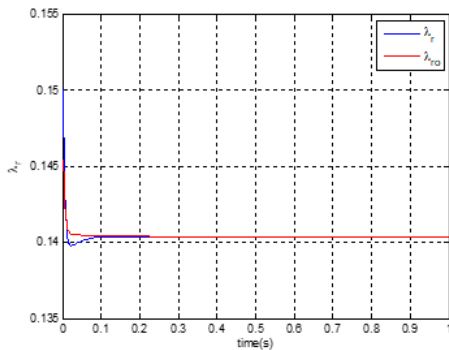


الف - چرخ جلو

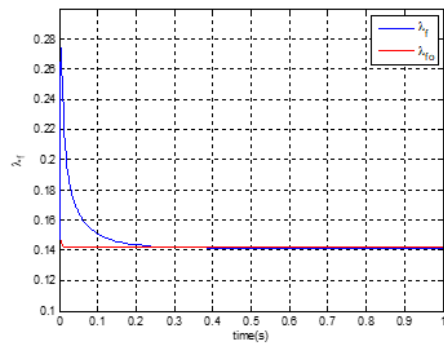
شکل ۱۰. تخمین سرعت زاویه‌ای چرخ‌های خودرو با استفاده از EKF.

نوآوری اصلی این مقاله دستیابی به منحنی‌های شکل ۱۱ است که در واقع مربوط به کنترل میزان لغزش سیستم می‌باشند. در حقیقت، هدف اصلی کنترل سیستم، دستیابی به بیشینه ضریب اصطکاک سیستم می‌باشد که بدین منظور باید لغزش سیستم را کنترل کرد. برای دستیابی به این هدف، باید هدف کنترلی را دستیابی مقدار لغزش بهینه در نظر گرفت تا با رسیدن به این مقدار به تبع به ضریب اصطکاک بیشینه دست پیدا کنیم. این کار بر عهده کنترل کننده مدلغزشی بوده که در بخش مربوط به این کنترل کننده شرح داده شد. شکل ۱۱ نشان می‌دهد که، کنترل کننده توانسته در حداقل زمان ممکن میزان لغزش بهینه را ردیابی کند. همچنین، در حالت ماندگار خطای ردیابی کنترل کننده صفر است، البته استفاده از سرعت تخمینی به جای سرعت اصلی، مقداری از بازدهی سیستم را کاهش می‌دهد. ولی، این کاهش ناچیز بوده و این کنترل کننده که در واقع یک کنترل کننده مقاوم بسیار قوی است در برابر این گونه نامعینی‌ها مقاومت می‌کند.

مشاهده می‌شود که، تحلیل‌های مرتبط با شکل ۱۰، در مورد شکل ۱۱ نیز صادق است. حتی مشاهده می‌شود که، در این شکل خطای ردیابی زودتر صفر شده و در واقع کنترل‌کننده زودتر عکس‌العمل نشان می‌دهد. در نهایت، در شکل ۱۲ سیگنال‌های کنترلی و در واقع نیروی ترمزی سیستم نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که، سیگنال کنترل قابل قبول بوده و رفتارهای ناگهانی و غیر قابل قبولی نداشته و بدین صورت می‌توان نتایج شبیه‌سازی را ارزیابی و تایید کرد.

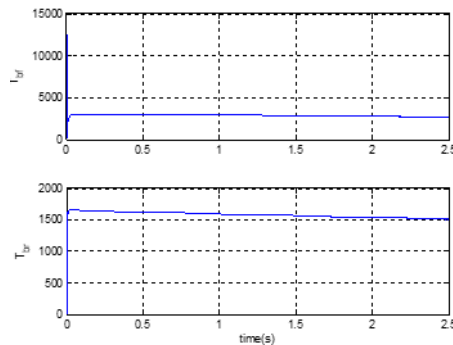


ب - چرخ عقب



الف - چرخ جلو

شکل ۱۱. نتایج ردیابی میزان لغزش بهینه برای چرخ‌ها با استفاده از کنترل‌کننده مدل‌گزشی.



شکل ۱۲. نیروی ترمزی سیستم که تعیین شده توسط کنترل‌کننده SMC.

نتیجه‌گیری

هدف این مقاله، دستیابی به سیستم کنترل مدل‌گزشی برای کنترل سامانه ترمز ضد قفل بود. به گونه‌ای که سیگنال کنترلی اعمالی منجر به عملکرد نرم و غیر ناگهانی سامانه ترمز ضد قفل گردد. در دسترس نبودن حسگر برای متغیرهای حالت ایجاب می‌کند که به جای استفاده از مقادیر اصلی حالت‌ها، در مسیر فیدبک سیستم از مقادیر تخمینی استفاده شود. همچنین، علاوه بر طراحی کنترل‌کننده، یک استراتژی به منظور طراحی چند رؤیت‌گر ارائه شد. در حقیقت، هدف اصلی، دستیابی به بیشینه ضریب اصطکاک سیستم بود. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که کنترل‌کننده پیشنهادی توانسته

در زمان بسیار کوتاه میزان لغزش بهینه را ردیابی کند و در حالت ماندگار خطای ردیابی کنترل کننده صفر گردد. البته، استفاده از سرعت تخمینی به جای سرعت اصلی، مقداری از بازدهی سیستم را کاهش می دهد ولی این مقدار کم بوده و این کنترل کننده که در واقع یک کنترل کننده مقاوم بسیار قوی است در برابر این گونه نامعینی ها مقاومت می کند. در نتیجه، سیگنال کنترل قابل قبول بوده و رفتارهای ناگهانی و غیر قابل قبولی در سامانه ترمز ضد قفل مشاهده نمی گردد. این موضوع مؤید عملکرد قابل اطمینان سیستم کنترل مدلغزشی در کنترل سامانه ترمز ضد قفل است.

References

- [1] Golmohammadi, M. H., Mirzaei, M., & Najjari, B. (2015). Design of Anti-lock Braking System Compatible with Different Road Conditions for Trucks. *Modares Mechanical Engineering*, 15(9), 371-380. <http://mme.modares.ac.ir/article-15-7440-en.html>
- [2] Hosseinpour, M., & Akbarzadeh Kalat, A. (2016). Observer-Based Robust Indirect Adaptive Fuzzy Control of Antilock Braking System Using Road Conditions Estimation. *Journal of Control*, 10(1), 37-49. <http://joc.kntu.ac.ir/article-1-292-en.html>
- [3] Nasiri, S., Rahimi Asiabaraki, H., & Arefian, M. (2022). Designing and Comparing the Performance of Rule-Based and Sliding Mode Controllers of Automotive Hydraulic Anti-Lock Braking System. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 19(3), 115-140. <https://doi.org/10.48301/kssa.2022.350886.2197>
- [4] Pretagostini, F., Ferranti, L., Berardo, G., Ivanov, V., & Shyrokau, B. (2020). Survey on Wheel Slip Control Design Strategies, Evaluation and Application to Antilock Braking Systems. *Institute of Electrical and Electronics Engineers Access*, 8, 10951-10970. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2965644>
- [5] Zhang, X., Xu, Y., Pan, M., & Ren, F. (2014). A vehicle ABS adaptive sliding-mode control algorithm based on the vehicle velocity estimation and tyre/road friction coefficient estimations. *Vehicle System Dynamics*, 52(4), 475-503. <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.864775>
- [6] Montani, M., Vitaliti, D., Capitani, R., & Annicchiarico, C. (2020). Performance Review of Three Car Integrated ABS Types: Development of a Tire Independent Wheel Speed Control. *Energies*, 13(23), 6183. <https://doi.org/10.3390/en13236183>
- [7] Sun, J., Xue, X., & Cheng, K. W. E. (2021). Four-Wheel Anti-Lock Braking System With Robust Adaptation Under Complex Road Conditions. *Electrical and Electronics Engineers Transactions on Vehicular Technology*, 70(1), 292-302. <https://doi.org/10.1109/TVT.2020.3045694>
- [8] Sun, J., Xue, X., & Cheng, K. W. E. (2019). Fuzzy Sliding Mode Wheel Slip Ratio Control for Smart Vehicle Anti-Lock Braking System. *Energies*, 12(13), 2501. <https://doi.org/10.3390/en12132501>
- [9] Wang, J. C., He, R., & Kim, Y. B. (2020). Optimal Anti-Lock Braking Control With Nonlinear Variable Voltage Charging Scheme for an Electric Vehicle. *Electrical and Electronics Engineers Transactions on Vehicular Technology*, 69(7), 7211-7222. <https://doi.org/10.1109/TVT.2020.2992756>
- [10] Moghaddam, H., & Mojallali, H. (2017). Robust control of anti-lock braking system using optimized fast terminal sliding mode controller. *Modares Mechanical Engineering*, 17(4), 290-298. <http://mme.modares.ac.ir/article-15-3021-en.html>

- [11] Faraji, M., Johari Majd, V., & Momeni, H. (2006, May 15). *Design of sliding mode controller for anti-lock braking system using nonlinear vision*. 14th Annual Conference of Mechanical Engineering, Isfahan, Iran. <https://civilica.com/doc/27550/>
- [12] Bohlouri, V. (2021). Robust Optimization of Satellite Attitude Control with Reaction Wheel Actuator in the Presence of Uncertainties. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 18(3), 101-114. <https://doi.org/10.48301/kssa.2021.130310>
- [13] You, S., Gil, J., & Kim, W. (2022). Fixed-Time Slip Control With Extended-State Observer Using Only Wheel Speed for Anti-Lock Braking Systems of Electric Vehicles. *Institute of Electrical and Electronics Engineers Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 23(7), 6368-6378. <https://doi.org/10.1109/TITS.2021.3055980>
- [14] Rajendran, S., Spurgeon, S. K., Tsampardoukas, G., & Hampson, R. (2019). Estimation of road frictional force and wheel slip for effective antilock braking system (ABS) control. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 29(3), 736-765. <https://doi.org/10.1002/rnc.4366>
- [15] Arrigoni, S., Cheli, F., Gavardi, P., & Sabbioni, E. (2017). Influence of Tire Parameters on ABS Performance. *Tire Science and Technology*, 45(2), 121-143. <https://doi.org/10.2346/tire.17.450203>
- [16] Best, M. C. (2010). Identifying tyre models directly from vehicle test data using an extended Kalman filter. *Vehicle System Dynamics*, 48(2), 171-187. <https://doi.org/10.1080/00423110802684221>
- [17] Imsland, L., Johansen, T. A., Fossen, T. I., Fjær Grip, H., Kalkkuhl, J. C., & Suissa, A. (2006). Vehicle velocity estimation using nonlinear observers. *Automatica*, 42(12), 2091-2103. <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2006.06.025>
- [18] Modabbernia, M., Masoumnezhad, M., & Akoushideh, A. (2022). Simulation Toolboxes of Dynamic Systems for Optimized Fractional Linear Order Controllers. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 19(1), 263-289. <https://doi.org/10.48301/kssa.2021.288620.1554>