

# کنترل همزمان سامانه تعلیق فعال و ترمز ضد قفل بر اساس الگوریتم غیرخطی توسعه یافته مود لغزشی

سید مهدی ابطحی<sup>\*۱</sup> سید امیر حسین میررحیمی<sup>۲</sup>

دانشکده مهندسی صنایع و مکانیک،

دانشگاه آزاد اسلامی قزوین

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۶/۰۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۱۱/۳۰)

## چکیده

در این مقاله کنترل همزمان سامانه تعلیق فعال و ترمز ضد قفل خودرو با استفاده از الگوریتم کنترل مود لغزشی بهبود یافته با روش PID مورد بررسی قرار گرفته است. مدل دینامیکی سامانه شامل سامانه تعلیق فعال و ترمز بر اساس معادلات نیوتن-اولر و همچنین تاثیر بر مبنای مدل پازیکا می‌باشد. با همزمانی سامانه‌های کنترلی تعلیق و ترمز، در کنار افزایش ایمنی خودرو، از تاثیرات مثبت سامانه تعلیق فعال روی سامانه ترمز بهره برده شود. با کمک الگوریتم نوین کنترلی مقاوم، با افزایش نیروی عمودی بر روی تیر توسط عملگر هیدرولیکی سامانه تعلیق فعال، نیروی اصطکاک بین تیر و جاده بیشتر شده که در پی آن مسافت توقف کمتر و باعث ارتقا عملکرد سامانه ترمزگیری می‌شود. در عین حال سامانه کنترلی یکپارچه عملکرد مناسب سامانه تعلیق را نیز حفظ می‌کند. در الگوریتم کنترلی توسعه یافته مود لغزشی، با طراحی سطح لغزش بر اساس روش PID، بطور نوآورانه به کاهش پدیده چترینگ در سیگنال‌های ورودی منجر می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی سامانه کنترلی نوین SMC-PID مبین کاهش مسافت توقف، حفظ خوش‌سواری خودرو و در عین کاهش مصرف انرژی می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** کنترل مود لغزشی، سامانه تعلیق فعال، ترمز ضد قفل، مسافت توقف

## Integrated Control of Active Suspension and Anti-lock Braking System Based on the Nonlinear Improved Sliding Mode Control System

S. M. Abtahi

S. A.H. Mirrahimi

Industrial and Mechanical Engineering Department

Qazvin Islamic Azad University

(Received:25 /August /2019 ; Accepted:19/February/ 2020)

### ABSTRACT

In this paper, an integrated controller including the anti-lock braking system along with an active suspension is designed for a quarter car model, on the basis of the improved sliding mode control algorithm. Dynamical model of the active suspension along with the anti-lock braking system are derived using the Newton-Euler equations. Also, in order to model the friction between the tire and the road surface, the Pacejka model is used. The application of the control algorithm for the ABS yields a higher safety rate for the vehicles. On the other hand, the active suspension system beside the anti-lock braking system can improve the car safety and passenger comfort. To increase the friction between tire and the road surface, the active suspension system increases the normal force over the tire. Consequently, the performance of the braking system is improved with decreasing the stopping distance. In order to design the hybrid control system, the sliding mode control (SMC) system and proportional-integral-derivative (PID) controller are merged. In the PID-SMC strategy, the sliding surface is defined based on the PID algorithm. This novel control algorithm can decrease the chattering phenomenon besides shortening the stopping distance that yields the reduction of energy consumption.

**Keywords:** Sliding mode control, Active suspension system, Anti-lock Braking System, Stopping Distance

\*۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): m.abtahi@qiau.ac.ir

۲- کارشناس ارشد: mirrahimi431@gmail.com

می‌باشد. به همین علت بسیار مورد توجه محققین قرار گرفته است. هنگامی که سامانه ترمز را به کمک یک زیرسامانه دیگر مانند سامانه تعلیق فعال بتوانیم کنترل همزمان کنیم نتایج بسیار بهتری را در بر خواهد داشت.

برای اولین بار اندرو الین ایده کنترل همزمان دو زیر سامانه تعلیق فعال<sup>۱</sup> و ترمز ضد قفل<sup>۲</sup> را ارائه کرد تا بتواند با این روش مسافت توقف در ترمزگیری را کاهش دهد [۲-۳]. در ادامه لین و همکارش یک کنترلر پسگام برای سامانه تعلیق فعال و ترمز ضد قفل ارائه کردند که توانست علاوه بر حفظ راحتی سرنشینان، مسافت توقف را نیز کاهش دهد [۴-۵]. تحقیقات دیگری از جمله طراحی کنترلر فازی [۶]، کنترلر غیرخطی مود لغزشی [۷] و تطبیقی [۸] انجام شده است. که در تمامی آنها هدف اصلی کاهش مسافت توقف برای خودروها بوده است.

در این مقاله هدف طراحی کنترلر غیرخطی با مود لغزشی را برای سامانه ترمز ضد قفل به کمک سامانه تعلیق فعال می‌باشد. تا زمان و مسافت توقف را کاهش دهیم که در پی آن امنیت بالاتر خودرو حاصل شود. مهمترین مشکل کنترلر مود لغزشی پدیده رفتار زیگزآگ گونه<sup>۳</sup> است. نوسانات فرکانس بالا اما محدود، با دامنه کوچک که باعث تلفات حرارتی در تجهیزات الکتریکی و استهلاک قطعات مکانیکی می‌شود، چترینگ نام دارد. به منظور کاهش پدیده چترینگ در این کنترلر برای پیشنهاد سطح لغزش از کنترلر تناسبی- انتگرال-گیر- مشتق‌گیر (PID-action) جهت دستیابی بهتر و سریعتر به هدف استفاده کرده‌ایم. در شرایط ترمزگیری اگر نیروی عمودی بر روی تایلر افزایش پیدا کند موجب افزایش نیروی اصطکاک بین تایلر و جاده می‌گردد که در نتیجه مسافت توقف را کاهش می‌دهد. از همچنین با استفاده از یک عملگر در سامانه تعلیق فعال و با ارائه یک کنترلر کننده همزمان برای این دو زیرسامانه می‌توان نیروی عمودی را با گشتاور ترمزگیری هماهنگ کرد تا مسافت و زمان توقف را کاهش داد و در عین حال راحتی سرنشین را تحت تاثیر قرار ندهد.

## فهرست علائم و اختصارات

$c_s$	ضریب میرایی جرم معلق (N.m/s)
$c_t$	ضریب میرایی تایلر (N.m/s)
$F_a$	نیروی عملگر هیدرولیکی تعلیق فعال (N)
$F_x$	نیروی طولی تایلر (N)
$I$	ممان اینرسی چرخ (kg.m <sup>2</sup> )
$k_s$	سختی فنر جرم معلق (N.m)
$k_t$	سختی تایلر (N.m)
$m_s$	جرم معلق یک چهارم خودرو (kg)
$m_u$	جرم نامعلق مجموعه تعلیق یک چرخ (kg)
$R$	شعاع چرخ (m)
$V$	سرعت طولی خودرو (m/s)
$x_r$	ورودی سطح جاده (m)
$x_s$	جابجایی جرم معلق (m)
$\dot{x}_s$	سرعت جرم معلق (m/s)
$x_u$	جابجایی جرم نامعلق (m)
$\dot{x}_u$	سرعت جرم نامعلق (m/s)
<b>علائم یونانی</b>	
$\lambda$	لغزش طولی
$\mu$	ضریب اصطکاک طولی
$\omega$	سرعت زاویه‌ای چرخ (rad/s)

## ۱- مقدمه

پیشرفت روز افزون و سریع فناوری محققان را در تمام زمینه‌ها به یافتن روش‌های جدید برای توسعه سامانه‌های کنترلی مشغول کرده است. از زمانی که خودروها ساخته شده‌اند هر روز در حال پیشرفت و توسعه هستند و در حال حاضر خودروها کیفیت بهتری دارند و از لحاظ امنیت و راحتی پیشرفت زیادی کرده‌اند.

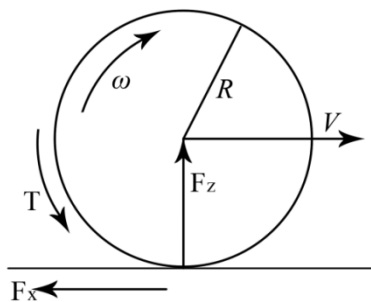
هر خودرو شامل تعدادی زیرسامانه هوشمند می‌باشد که کنترل و بررسی عملکرد تک تک آنها موجب کارایی بهتر خودرو می‌گردد. در سال‌های اخیر الگوریتم‌های کنترلی ترکیبی با کنترل دو یا چند زیرسامانه سعی بر بالا بردن کارایی دینامیک خودرو دارند [۱]. سامانه ترمز ضد قفل یکی از مهمترین سامانه‌های ایمنی فعال خودرو بوده و وظیفه‌ی آن حفظ پایداری خودرو و کاهش مسافت توقف در حین ترمزگیری‌های شدید با جلوگیری از قفل شدن چرخ‌ها

<sup>1</sup> Active suspension system

<sup>2</sup> Anti-lock brake system

<sup>3</sup> chattering

به منظور مدل‌سازی سامانه ترمز تنها با در نظر گرفتن یک چرخ که ترمزگیری بر روی آن انجام می‌شود، تمام پارامترهای مورد نیاز جهت مدل‌سازی در نظر گرفته شده است. برای ساده سازی محاسبات از مقاومت هوا و مقاومت غلتشی صرفنظر کرده‌ایم و می‌توان دیگرام آزاد چرخ و نیروهای وارده بر آن را مطابق شکل ۲ نمایش داد [۲].



شکل (۲) مدل یک چهارم سامانه ترمز در دیگرام آزاد چرخ و نیروهای وارد بر آن

معادلات دینامیکی سامانه از شکل ۲ به صورت زیر استخراج می‌شود.

$$\dot{V} = \frac{-F_x}{M} \quad (2)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I}(RF_x - T) \quad (3)$$

همچنین وزن یک چهارم (M) خودرو از رابطه ۴ قابل محاسبه است.

$$M = \frac{1}{4}M_s + M_w \quad (4)$$

که Ms جرم معلق تمام خودرو می‌باشد که طبق فرض جرم Ms چهار برابر جرم ms بوده و همچنین Mw جرم یک چرخ است.

نیروی عمودی تایلر Fz شامل دو جز است که یکی مربوط به نیروی وزن خودرو می‌باشد و دیگری بخاطر نیروهای مربوط به عملکرد هیدرولیکی در سامانه تعلیق می‌باشد.

$$F_z = Mg - k_t(x_r - x_u) \quad (5)$$

در سامانه ترمزگیری ضد قفل هدف اصلی سامانه کنترلی ترمز کنترل لغزش چرخ می‌باشد. برای شتاب‌گیری خودرو باید یک گشتاور مثبت به چرخ وارد شود در نتیجه

## ۲- مدل‌سازی ریاضی سامانه خودرو

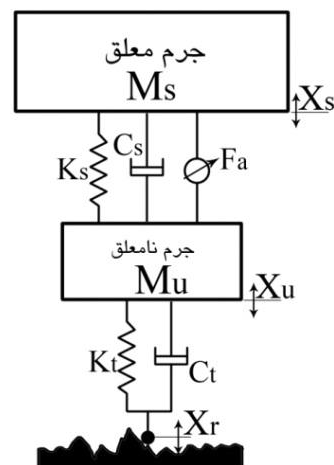
مدل یک چهارم خودرو به منظور مدل‌سازی سامانه‌های تعلیق و ترمز شامل مدل سامانه تعلیق فعال، سامانه ترمز ضد قفل و مدل دینامیکی تایلر می‌باشند. مدل یک چهارم خودرو متشکل از یک چرخ به همراه یک چهارم از وزن معلق خودرو در نظر گرفته شده است تا در کنار بررسی تمام متغیرهای مربوط به تعلیق و ترمز باعث افزایش سرعت محاسبات شود.

سامانه تعلیق فعال خودرو شامل مدل یک چهارم خودرو با دو درجه آزادی می‌باشد که می‌توان شماتیک سامانه تعلیق را در شکل ۱ نمایش داد. این سامانه دارای یک عنصر فعال در ساختمان خود برای کنترل و تنظیم ارتفاع بدنه در حضور اغتشاشات و نویزهای جاده و نیروهای لختی می‌باشند. هدف از کاربرد این سامانه در خودرو بهبود رفتار ارتعاشی خودرو در بازه بسامدی پایین است. عناصر سامانه غیرفعال که همان فنر و دمپر هستند بصورت موازی با این عضو فعال، برای عملکرد مناسب در بسامدهای بالا تنظیم شده‌اند. با باز نویسی معادلات شتاب برای جرم های معلق و نامعلق بر اساس معادلات نیوتن برای سامانه یک چهارم شکل ۱ می‌توان به معادلات ۱ دست یافت [۲].

$$m_s \ddot{x}_s = k_s(x_u - x_s) + c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + F_a \quad (1)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_t(x_r - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_s(x_s - x_u) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_u) - F_a$$

متغیرهای حالت سامانه  $X = [x_s, \dot{x}_s, x_u, \dot{x}_u]$  و  $x_r$  ورودی سطح جاده می‌باشد.



شکل (۱) مدل یک چهارم سامانه تعلیق فعال خودرو

$$B = 7.527 + 0.07V \quad (۹)$$

$$D = 0.95 - 0.003V - 0.000011M \quad (۱۰)$$

### ۳- طراحی سامانه کنترل همزمان تعلیق فعال-ترمز ضدقفل

به منظور بهبود عملکرد سامانه ترمز از کنترلر یکپارچه سامانه تعلیق-ترمز بهره برده شد. با این کار در کنار کاهش مسافت توقف به کمک نیروی عملگر هیدرولیکی موجود در سامانه تعلیق ممکن است راحتی سرنشین تحت تاثیر قرار گیرد که با طراحی سامانه کنترلی مناسب در خودرو راحتی سرنشین نیز در حد مطلوبی باقی می ماند.

یکی از رایج ترین روش های کنترل سامانه های غیرخطی، کنترلر مود لغزشی است. در کنترلر غیرخطی برمبنای مدل، قانون کنترلی بر اساس یک مدل اسمی از سامانه فیزیکی طراحی می شود. چگونگی رفتار سامانه کنترلی با نامعینی مدل در مرحله طراحی مشخص نیست و روش کنترلر غیرخطی مقاوم در مسایل کنترلی بسیار موثر و مفید واقع شده است.

به طور کلی طراحی کنترل کننده مود لغزشی شامل دو مرحله می باشد. اول طراحی سطح لغزش که باعث می شود تا مرتبه سامانه مدار بسته کاهش یابد و باعث فراهم آوردن بستری مقاوم در سامانه شود تا مسیر حرکت سامانه به سمت نقطه تعادل متمایل شود. دوم انتخاب سیاست کنترلی مناسبی که سامانه را به سمت این سطح حرکت داده و قرار گرفتن و باقی ماندن بر روی آن را تضمین کند [۱۰].

با توجه مدل غیرخطی دینامیکی تایلر و وجود نامعینی در پارامتر لغزش که بازه مطلوب آن معین می باشد در این مقاله کنترلر مود لغزشی طراحی و پیاده سازی شده است. تا در نهایت بتوان با کمک سامانه تعلیق فعال بتوان عملکرد سامانه ترمز ضد قفل را بهبود بخشید.

### ۳-۱- طراحی کنترلر یکپارچه تعلیق فعال-ترمز ضد قفل بر اساس الگوریتم مود لغزشی:

در این بخش به طراحی سامانه کنترلی بر اساس الگوریتم مود لغزشی برای سامانه تعلیق فعال و ترمز ضد قفل

با اعمال گشتاوری در خلاف جهت و با علامت منفی می توان باعث شد تا شتاب منفی به خودرو وارد شود که سرعت طولی چرخ و سرعت طولی خودرو کاهش پیدا می کنند. وقتی راننده پای خود را بر روی پدال ترمز می گذارد با افزایش گشتاور ترمزی باعث کاهش سرعت زاویه ای چرخ می شود که سبب به وجود آمدن اختلاف بین سرعت طولی خودرو و چرخ می شود. تفاوت سرعت خودرو و چرخ در سطح تماس تایلر و جاده ایجاد لغزش می کند. لغزش طولی،  $(\lambda)$  از تفاوت نسبی بین سرعت زاویه ای چرخ و سرعت مطلق خودرو طبق رابطه (۶) تعریف می شود.

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V} \quad (۶)$$

با مشتق گیری از عبارت ۶ نسبت به زمان و جایگذاری روابط (۲-۳) به عبارت ۷ می رسیم.

$$\dot{\lambda} = \frac{-1}{V} \left( \frac{F_x}{M} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{I} \right) + \left( \frac{R}{VI} \right) T \quad (۷)$$

از رابطه (۷) در طراحی کنترلر مربوط به سامانه ترمز ضد قفل استفاده شده است.

همان طور که در شکل ۲ قابل مشاهده است، در محل تماس تایلر با سطح جاده نیروی طولی  $F_x$  وارد اعمال می شود. این نیرو مستقیماً به مدل اصطکاکی جاده-تایلر که مربوط به سطح تماس تایلر و جاده می باشد وابسته است. مدل اصطکاکی تایلر رابطه ای بین نسبت لغزش  $(\lambda)$  و ضریب اصطکاک  $(\mu)$  رابطه ای غیرخطی برقرار می کند. در این مدل لغزش به عنوان نامعینی سامانه است که محدوده ی مطلوب آن مشخص می باشد.

در این مقاله از فرمول نیمه نظری- نیمه عملی پاژیکا معروف به فرمول جادویی جهت مدل سازی دینامیکی تایلر بهره برده شده است. در این فرمول ورودی سرعت و پارامتر لغزش بوده و خروجی آن ضریب اصطکاک طولی تایلر می باشد که در معادله (۸) بیان شده است.

$$\mu = D \sin[C \arctan(B \lambda - E (B \lambda - a \tan(B \lambda)))] \quad (۸)$$

که در رابطه (۸)،  $C=1/65$  و  $E=0/5$  بوده و همچنین ضرایب B و D از روابط ۹ و ۱۰ محاسبه می شوند [۹].

در قانون کنترلی بالا  $\xi$  و  $\eta$  ضرایب ثابت و مثبت هستند. اگر  $\eta$ ، ضریبی بزرگ باشد موجب ایجاد پدیده چترینگ می‌گردد که باعث محدود کردن عملکرد ردیابی در شرایط حالت ماندگار می‌شود. جهت کاهش پدیده چترینگ، قانون کنترلی هم ارز به کار گرفته شد. بهره کنترلی  $\eta$  با قانون کنترل هم ارز  $u_{eq(s)}$  جایگزین می‌گردد که در معادله (۱۶) برای سامانه تعلیق فعال ارائه می‌گردد.

$$u_{eq(s)} = - \left( K_0 \left| \frac{1}{\tau_0 s + 1} \operatorname{sgn}(s) \right| + \Delta_0 \right) \operatorname{sgn}(s) \quad (16)$$

در رابطه بالا،  $K_0$  و  $\Delta_0$  ثابت‌های مثبت هستند و  $|1/\tau_0 s + 1| \operatorname{sgn}(s)$  نمایانگر میانگین  $\operatorname{sgn}(s)$  می‌باشد و به عنوان فیلتر پایین گذر به حذف اغتشاشات کمک می‌کند. در نتیجه قانون کنترلی نهایی برای سامانه تعلیق فعال قابل ارائه می‌باشد.

$$F_a = q - m_s \ddot{x}_{ds} - m_s \lambda \dot{x}_s + m_s \lambda \dot{x}_{ds} + m_s \left( K_0 \left| \frac{1}{\tau_0 s + 1} \operatorname{sgn}(s) \right| + \Delta_0 \right) \operatorname{sgn}(s) \quad (17)$$

به منظور اعمال کنترل مود لغزشی برای سامانه ترمز ضد قفل، هدف کنترلی این سامانه ردیابی لغزش تایلر می‌باشد که برای تحقق این امر ابتدا باید یک مقدار لغزش مطلوب را در نظر بگیریم. بر اساس مدل دینامیکی پاژیکا بیشترین مقدار نیروی طولی در لغزش ما بین ۰/۱ تا ۰/۲ می‌باشد. که می‌توان مقدار  $\lambda$  را برابر ۰/۱۵ در نظر گرفت. برای جلوگیری از خطای ردیابی با مقدار زیاد لغزش مطلوب را با استفاده از رابطه زیر که پاسخ گذرا را معرفی کرده محاسبه می‌کنیم.

$$\lambda_d = \lambda_{opt} - \lambda_{opt} e^{-at} \quad (18)$$

که در آن،  $\lambda_{opt} = 0/15$  لغزش بهینه چرخ است و  $a = 20$  ثابت زمانی می‌باشد. برای طراحی یک کنترل کننده مود لغزشی ابتدا باید سطح لغزش را تعریف کنیم. که متغیر لغزش را در اینجا خطای لغزش هر لحظه از لغزش مطلوب در نظر می‌گیریم.

$$s_m = e = \lambda - \lambda_d \quad (19)$$

می‌پردازیم که این دو با توجه به اعمال نیروی عمودی بر هم کنش فعال خواهند داشت. مبنای استفاده از الگوریتم کنترلی مود لغزشی، مقاوم بودن ساختار کنترلر در برابر عدم قطعیت‌های ساختاری مدل با سامانه واقعی می‌باشد. از جمله مهمترین عدم قطعیت‌های موجود در سامانه ضریب لغزش بین تایلر و سطح جاده، ساده‌سازی‌های انجام شده در مدل عملگر هیدرولیکی سامانه تعلیق و همچنین سازوکار ترمزگیری می‌باشند [۱۱].

در سامانه تعلیق هدف سامانه کنترلی ایجاد شرایطی برای خوش سواری سرنشین در برابر اغتشاشات جاده‌ای می‌باشد. برای طراحی یک کنترل کننده مود لغزشی ابتدا باید سطح لغزش را تعریف کنیم. متغیر لغزش را در اینجا خطای جابجایی جرم معلق از مقدار مطلوب آن در نظر می‌گیریم.

$$s = e = x_s - x_{sd} \quad (11)$$

برای دستیابی به خوش سواری باید شتاب مطلوب جرم معلق  $\ddot{x}_{sd}$  را صفر در نظر بگیریم تا نیرویی به سرنشینان وارد نگردد و شرایط ایده‌آل سواری برای خودرو ایجاد شود.

$$\ddot{e} = \ddot{x}_s - \ddot{x}_{sd} \quad (12)$$

با در نظر گرفتن این شرط می‌توان برای ورودی کنترلی سامانه تعلیق که همان نیروی عملگر  $F_a$  می‌باشد این قانون کنترلی پیشنهاد داد.

$$F_a = q - m_s \ddot{x}_{ds} - m_s \xi \dot{x}_s + m_s \xi \dot{x}_{ds} - m_s \eta \operatorname{sgn}(s) \quad (13)$$

که در آن،  $q = -k_s(x_u - x_s) - c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s)$  می‌باشد و با جایگذاری این قانون در معادله‌ی شتاب جرم معلق (معادله ۱) با توجه به رابطه (۱۴) خواهیم دید بر اثر نیروی عملگر خطای سامانه به سمت باند باریکی که  $\eta$  تعیین کننده‌ی آن است همگرا می‌شود.

$$\ddot{x}_s = -\ddot{x}_{ds} - \xi \dot{x}_s + \xi \dot{x}_{ds} - \eta \operatorname{sgn}(s) \quad (14)$$

با جایگذاری رابطه (۱۲) خواهیم داشت:

$$\eta \operatorname{sgn}(s) = \ddot{e} + \xi \dot{e} \quad (15)$$

$$T = \frac{1}{h}(f - v) \quad (25)$$

### ۳-۲- طراحی کنترلر تعلیق فعال - ترمز ضد قفل بر اساس الگوریتم مود لغزشی توسعه یافته

برای ارائه عملکرد بهتر کنترل کننده مود لغزشی از جنبه حرکت سریع تر آن روی سطح لغزش به سمت نقطه تعادل سامانه و همچنین کاهش حرکت نوسانی ترژکتوری سامانه اطراف سطح لغزش یا پدیده چترینگ همان طور که در پژوهش های پیشین برای کنترل کننده مود لغزشی قابل ملاحظه است [۱۴-۱۲]، می توان سطح لغزش در کنترل کننده مود لغزشی رایج را با توجه به معادله (۲۶) اصلاح کرد. بدین صورت که در طراحی سامانه کنترلی برای انتخاب سطح لغزش می توان آن را از نوع الگوریتم کنترلی PID به صورت زیر انتخاب نمود.

$$s_m = K_I \int_0^t e(t) dt + K_P e(t) + K_D \dot{e}(t) \quad (26)$$

که در آن،  $K_I$ ،  $K_P$  و  $K_D$  به ترتیب ضریب انتگرالی، ضریب تناسبی و ضریب مشتق گیر است. حال برای ارائه عملکرد بهتر ردیابی پارامتر لغزش به اصلاح قانون کنترلی معادله (۲۴) می پردازیم. که در آن سطح لغزش  $s_m$  را به وسیله الگوریتم PID رابطه (۲۶) تعریف می کنیم.

### ۴- شبیه سازی سامانه تعلیق - ترمز

در این قسمت ابتدا به شبیه سازی سامانه مدار باز تعلیق و ترمز ضد قفل می پردازیم که شامل حل عددی معادلات (۱-۳) می باشد. همچنین با مقایسه نتایج حل عددی سامانه با نتایج برگرفته از نرم افزار تخصصی کارسیم صحت گذاری انجام می شود. در نهایت شبیه سازی سامانه مدار بسته برای بررسی عملکرد سامانه کنترلی پیشنهادی صورت خواهد گرفت.

به منظور صحت گذاری مدل دینامیکی ارائه شده در بخش ۲، سامانه تعلیق و ترمز ضد قفل شبیه سازی شد و نتایج آن با خروجی های نرم افزار کارسیم مطابق شکل ۳ مطابقت داده شد. ورودی سامانه تعلیق سطح جاده به صورت موج سینوسی با دامنه ۰/۱ متر بوده و سرعت اولیه برای سامانه ترمز ضد قفل نیز ۷۲ کیلومتر بر ساعت (۲۰ m/s) مدل شده است. با توجه به یکسان بودن ورودی هر دو زیر

حال باید یک قانونی کنترلی پیوسته برای گشتاور ترمزی  $T$  طراحی کنیم. جهت ردیابی لغزش مطلوب باید  $e=0$  باشد تا لغزش در هر لحظه، لغزش مطلوب را دنبال کند. ارائه قانون کنترلی برای گشتاور  $T$  نیاز به وارد شدن مشتق دومین متغیر حالت در روابط می باشد، که با توجه به رابطه (۷) داریم:

$$\dot{\lambda} = f + hT \quad (20)$$

که در آن،  $f = \frac{-1}{v} \left( \frac{F_x}{M} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{I} \right)$  و  $h = \frac{R}{vI}$  است. مشتق اول متغیر لغزشی با جایگذاری رابطه (۲۰)، خواهیم داشت.

$$\dot{s}_m = \dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d = f + hT - \dot{\lambda}_d \quad (21)$$

که در آن،  $T = \frac{1}{h} [s_m + \dot{\lambda}_d - f]$  و اعمال قانون کنترلی مود لغزشی مرتبه اول بر روی رابطه (۲۱) قانون کنترلی مطلوب را نتیجه می دهد.

$$T = \frac{1}{h} [-L \operatorname{sgn}(s_m) + \dot{\lambda}_d - f] \quad (22)$$

که در آن،  $L$  بهره کنترلر است و به نحوی انتخاب می شود که خطای ردیابی لغزش به صفر نزدیک شود. در قانون کنترلی بالا  $L$  باید مثبت باشد و مانند حالت قبل با قانون کنترل هم ارز  $u_{eq(B)}$  این بار برای سامانه ترمز ضد قفل جایگزین می شود.

$$u_{eq(B)} = - \left( K_1 \left| \frac{1}{\tau_1 s + 1} \operatorname{sgn}(s_m) \right| + \Delta_1 \right) \operatorname{sgn}(s_m) \quad (23)$$

در رابطه بالا  $K_1$  و  $\Delta_1$  ثوابت مثبتی هستند و این رابطه نیز مانند رابطه (۱۶) نقش فیلتر پایین گذر به منظور حذف اغتشاشات را نیز دارا می باشد. در نتیجه برای قانون کنترلی نهایی ترمز ضد قفل خواهیم داشت.

$$T = \frac{1}{h} \left[ - \left( K_1 \left| \frac{1}{\tau_1 s + 1} \operatorname{sgn}(s_m) \right| + \Delta_1 \right) \operatorname{sgn}(s_m) + \dot{\lambda}_d - f \right] \quad (24)$$

جهت صفر کردن سرعت خودرو در سرعت بسیار کم از یک بازخورد خطی ساز در سرعت های پایین استفاده شده که در معادله ۲۵ بیان شده است.

مطابق جدول ۲ می‌باشد. مقادیر اولیه ضرایب کنترلی از روش زیگلر- نیکولز محاسبه شده است و سپس با سعی و خطا مقادیر بهینه گین‌های کنترلی به منظور دستیابی به بهترین پاسخ‌های سامانه مدار بسته استخراج شده است.

جدول (۱): مقادیر پارامترها در فرایند شبیه‌سازی.

مقدار	پارامتر
۴۱۵	$m_s(kg)$
۴۰	$M_w(kg)$
۰/۳۲۶	$R(m)$
۱/۷	$I(kg.m^2)$
۱۵۸۰۰	$K_s(N.m)$
۴۰۰	$C_s(N.m/s)$
۱۹۲۰۰۰	$K_t(N.m)$
۱۰	$K_0$
۲۰۰	$\tau_0$
۰/۰۰۱	$\Delta_0$
۱۰	$\xi$
۵	$L$
۵۳۷	$K_1$
۱۰۰۰	$\tau_1$
۰/۰۱	$\Delta_1$
۱	$K$

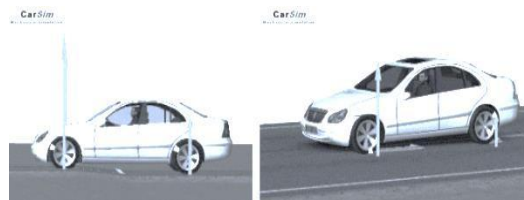
جدول (۲): پارامترهای کنترل کننده PID.

$K_D$	$K_P$	$K_I$
۱	۱	۱۰۰

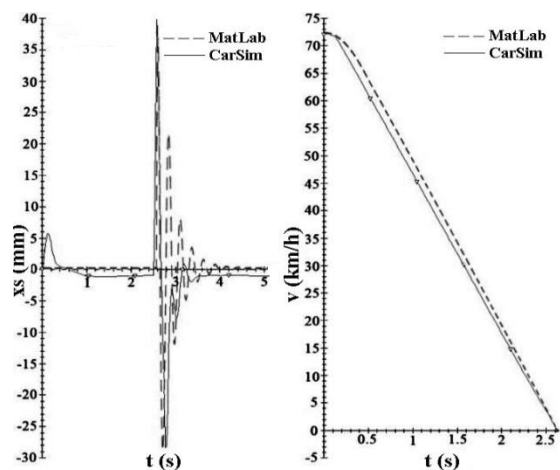
به منظور مقایسه کنترل کننده مود لغزشی توسعه یافته که در این مقاله ارائه شده، کنترل کننده مود لغزشی با سطح لغزش معمولی و ترمز ضد قفل شبیه‌سازی و در نمودارها نمایش داده شده‌اند. در شکل ۵ نمودار مسافت توقف ( $S_d$ ) خودرو ارائه شده است. شکل‌های ۶ و ۷ نمودار سرعت خطی اتومبیل و سرعت دورانی خودرو تا توقف کامل را نمایش می‌دهد. شکل ۸ گشتاور ترمزی جهت متوقف کردن خودرو در ترمز ضد قفل را برای دو کنترل کننده مود لغزشی معمولی و مود لغزشی توسعه یافته نشان می‌دهد.

از مقایسه پاسخ‌های سامانه طبق نمودارهای ۵ تا ۸ درمی‌یابیم که عملکرد ترمزگیری شامل مسافت طی شده حین ترمزگیری و سرعت خطی در الگوریتم‌های کنترلی

سامانه در شبیه‌سازی عددی و نرم‌افزار کارسیم تطابق داده‌های خروجی که در شکل ۴ آورده شده، بیانگر صحت و درستی مدل‌های ارائه شده می‌باشد. بر این اساس می‌توان از این مدل‌ها در پیاده‌سازی سامانه کنترلی بهره برد.

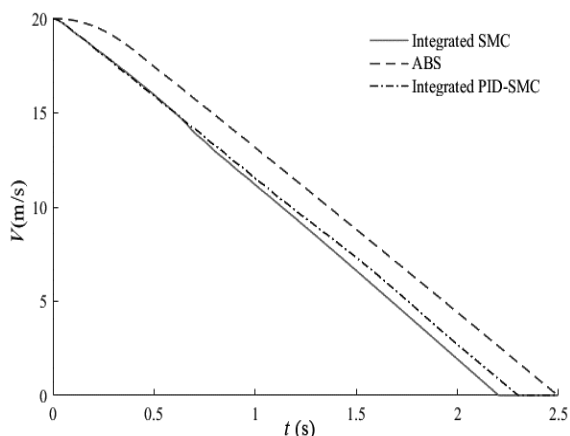


شکل (۳): شبیه‌سازی سامانه ترمز ضد قفل (راست) سامانه تعلیق (چپ) در محیط نرم‌افزار کارسیم.

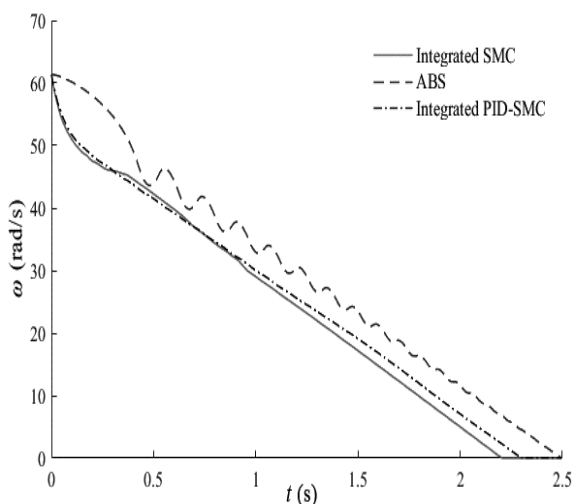


شکل (۴): صحنه‌گذاری داده‌های خروجی در سامانه ترمز ضد قفل (راست) و سیستم تعلیق (چپ).

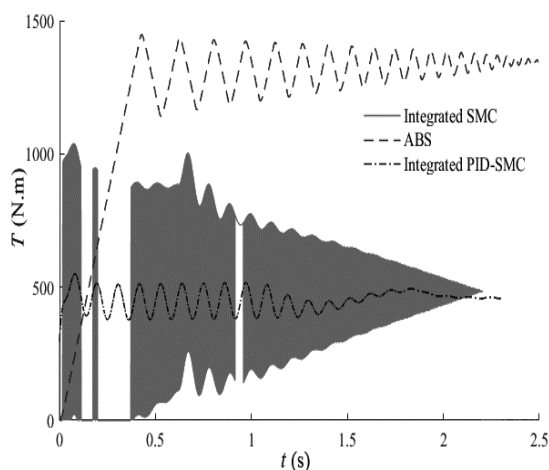
شبیه‌سازی سامانه ترکیبی ترمز ضد قفل و تعلیق فعال بر روی مدل یک چهارم خودرو بر اساس مقادیر پارامترهای ذکر شده در جدول ۱ براساس مقادیر پارامترهای مدل خودروی شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار کارسیم انجام شده است. در این شبیه‌سازی فرض شده است که حرکت خودرو بر روی جاده آسفالت خشک می‌باشد که سطح جاده به صورت موج سینوسی با دامنه ۰/۱ متر مدل شده است و با سرعت اولیه ۲۰ m/s در حال حرکت می‌باشد. در لحظه ابتدایی سرعت طولی خودرو و سرعت دورانی چرخ با هم برابرند ولی با اعمال گشتاور ترمزی سرعت دورانی با سرعت طولی متفاوت خواهد شد و بدون آنکه چرخ دچار قفل شدگی شود سرعت دورانی به صفر می‌رسد. مسافت توقف با انتگرال گیری از سرعت خودرو در زمان ترمزگیری حاصل می‌شود. پارامترهای کنترلی PID جهت ارائه سطح لغزشی



شکل (۶): سرعت خطی خودرو.



شکل (۷): سرعت زاویه‌ای چرخ.



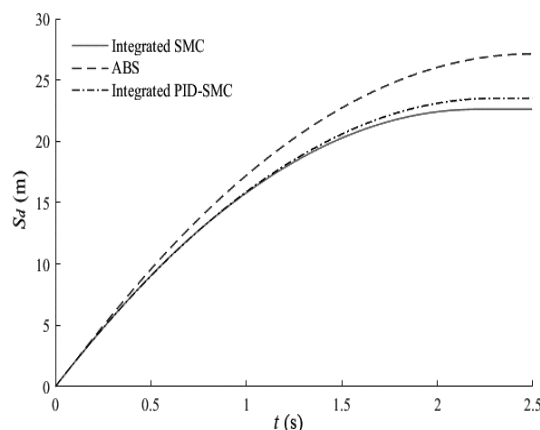
شکل (۸): گشتاور ترمزگیری.

### ۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله به کنترل همزمان سامانه‌های تعلیق فعال و ترمز ضد قفل با الگوریتم کنترلی نوین مود لغزشی توسعه یافته پرداخته شده است. در ساختار کنترلی مود لغزشی، با

تلفیقی ترمز و تعلیق با سامانه ترمز ضد قفل مشابه هم بوده. یعنی سامانه‌های کنترلی جدید طراحی شده همان ویژگی مناسب کارکردی سامانه ترمز ضد قفل را دارا می‌باشد با این تفاوت عمده که میزان گشتاور ترمزی اعمالی به چرخ‌ها که طبق سامانه ترمز ضد قفل حدوداً برابر ۱۳۵۰ نیوتن متر بود، در سامانه کنترلی تلفیقی ترمز و تعلیق به حدود ۵۰۰ نیوتن متر می‌رسد که این امر به دلیل اعمال نیروی عمودی بیشتر از طرف سامانه تعلیق فعال بر تایرها در حین ترمزگیری و افزایش اصطکاک تایر با سطح جاده می‌باشد و ضمن ایجاد راحتی بیشتر برای سرنشین و حذف تکان‌های شدید شاسی خودرو در حین ترمزگیری، با گشتاور ترمزی کمتر منجر به ترمزگیری مطلوب همانند سامانه ترمز ضد قفل می‌شود که در نتیجه کاهش استهلاک و مصرف انرژی را برای سامانه به دنبال دارد.

همچنین از مقایسه کنترل‌کننده‌های تلفیقی ترمز و تعلیق مشخص می‌شود که سامانه کنترلی مود لغزشی دارای مزایای زیادی از جمله پاسخ‌های سریع‌تر و کاهش مصرف انرژی در سامانه بوده ولی به دلیل وجود پدیده چترینگ در ساختار کنترلی‌اش ناشی از حرکت ترژکتوری سامانه در اطراف سطح لغزش، ورودی کنترلی آن دارای اعوجاج زیادی بوده که حرکت زیگزاگ گونه‌ی آن در پاسخ‌های سامانه نیز مشاهده می‌شود که باعث افزایش استهلاک در قطعات سامانه ترمز شده. این مساله با تلفیق ساختار PID در الگوریتم کنترلی مود لغزشی اصلاح شده و ضمن حفظ مزایای کنترل مود لغزشی، به میزان قابل توجهی اعوجاج موجود در پاسخ‌ها را از بین برده و روند هموارتری را در رفتار سامانه مدار بسته ایجاد می‌نماید که منجر به کاهش استهلاک عملگرهای سامانه ترمزی و افزایش عمر آن می‌شود.



شکل (۵): مسافت توقف خودرو.



## ۶- مراجع

1. Wang, W., Chien, Y., Chen, M., Lee, T., "Control of Uncertain Active Suspension System with Antilock Braking system Using Fuzzy Neural Controllers", Proc. of IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, San Antonio, Texas, USA, 2009.
2. Aghasizade, S., Mirzaei, M., "an integrated strategy for vehicle active suspension and anti-lock braking systems", J. of theoretical and applied vibration and acoustics, Vol. 3, No. 1, pp. 97-110, 2017.
3. Soltani, A., Bagheri, A., Azadi, S., "Integrated vehicle dynamics control using semi-active suspension and active braking systems", J. of Multi-body Dynamics, Vol. 232, No. 3, pp. 314-329, 2018
4. Ting, W., Lin, J., "Nonlinear Control Design of Anti-lock Braking Systems Combined with Active Suspensions", Proc. Asian Control Conference, Tokyo, Japan, 2004.
5. Ting, W., Lin, J., "Nonlinear control design of anti-lock braking systems with assistance of active suspension", J. Control Theory Appl., Vol. 1, No. 1, pp. 343-348, 2007.
6. Shao, J., Zheng, L., Li, Y., Wei, J., Leu, M. "The Integrated Control of Anti-lock Braking System and Active Suspension in Vehicle", Proc. International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery, IEEE Computer Society, California, USA, 2007.
7. Lou, S., Zhen, F., Lechao, Z., Cangsu, X., "Integrated Control of Semi-active Suspension and ABS Based on Sliding Mode Theory", Proc. of the Chinese Control Conference, Beijing, China, 2010.
8. Riaz, S., Khan, L., "NeuroFuzzy Adaptive Control for Full-Car Nonlinear Active Suspension with Onboard Antilock Braking System", Arabian Journal for Science and Engineering, Vol. 40, No. 12, pp. 3483-3505, 2015.
9. Bakker, E., Nyborg, L., and Pacejka, H., "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies", SAE Transaction, Vol. 96, No. 2, pp. 190-204, 1987.
10. Abtahi, M., Sadati, H., Ghaffari A., "Design of Sliding Mode and LQR Controllers for an HVAC System", Aerospace Mech. J., Vol. 9, No. 2, pp. 1-10, 2013.

افزایش دادن سامانه کنترلی مقاوم PID به سطح لغزش آن و پیاده‌سازی نوآرانه آن در سامانه کنترلی تلفیقی ترمز-تعلیق، سعی در بهبود رفتار سامانه ترمز شامل کاهش مسافت و زمان توقف شده است که بطور همزمان به بهبود عملکرد سامانه تعلیق شامل راحتی سرنشین نیز منجر می‌شود. بدین منظور پس از مدل‌سازی ریاضی سامانه و حل عددی آن، پاسخ‌های سامانه مدار باز با نتایج حاصل از شبیه‌سازی در نرم‌افزار کارسیم مقایسه و صحت فرایند مدل‌سازی نشان داده شده است. به منظور کنترل سامانه، ابتدا سامانه کنترلی مود لغزشی طراحی شد که دارای پاسخ‌های سریع و مصرف انرژی کمی بود. سپس به منظور تولید سیگنال کنترل‌کننده مناسب‌تر با چترینگ بسیار کمتر، کنترل‌کننده مود لغزشی توسعه یافته با سطح لغزشی مطابق الگوریتم کنترلی PID برای سامانه طراحی شد که در کنار حفظ مزایای موجود در کنترل مود لغزشی، در نهایت عملکرد مطلوبی را از نظر عملکردی نیز به همراه داشته باشد. به این ترتیب که مطابق نمودار شکل ۸، در سیگنال ورودی کنترلی تحت کنترل مود لغزشی با سطح لغزش معمولی (SMC)، رفتار زیگزاگ‌گونه یا چترینگ با دامنه و فرکانس بسیار زیادی دیده می‌شود که این امر می‌تواند موجب افزایش استهلاک و آسیب دیدن عملگرهای سامانه شود که این مشکل در سامانه کنترلی توسعه یافته مود لغزشی (PID-SMC) به طرز چشمگیری برطرف گردیده است. به طوری کلی از مقایسه نتایج سامانه‌های کنترلی تلفیقی ترمز و تعلیق طبق الگوریتم‌های کنترلی SMC و PID-SMC مشاهده می‌شود که علیرغم نزدیکی زمان و مسافت توقف در دو سامانه کنترلی مذکور با سامانه ترمز ضد قفل، برتری متمایز کنترل‌کننده PID-SMC نسبت به الگوریتم SMC در رفتار سیگنال ورودی کنترلی بوده که اول این که منجر به کاهش حدود ۶۳ درصدی مقدار گشتاور ترمزگیری می‌شود که خود کاهش چشمگیر مصرف انرژی را به دنبال دارد و در مرحله بعد با کاهش شدید اعوجاج‌های موجود در ورودی کنترلی ناشی از سامانه SMC به دلیل کاهش حذف‌گونه پدیده چترینگ، کاهش شدید استهلاک در عملگرهای سامانه ترمزی و به دنبال آن افزایش عمر قطعات آن را نیز فراهم می‌آورد.

13. Abtahi, M., "Suppression of chaotic vibrations in suspension system of vehicle dynamics using chattering-free optimal sliding mode control", J. of Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng., Vol. 41, No. 5, pp. 210-220, 2019.
14. Rhif, A., "A High Order Sliding Mode Control with PID Sliding Surface: Simulation on a Torpedo", Inter. J. of Information Technology, Control and Automation, Vol. 2, No.1, pp. 11-23, 2012.
11. Nilanj, P., Kalyankumar, D., "Sliding mode Controller for Wheel-slip Control of Anti-lock Braking System", IEEE International Conference on Advanced Communication Control and Computing Technologies, Ramanathapuram, India, 2012.
12. Holkar, K., Waghmare, L., "Sliding Mode Control with Predictive PID Sliding Surface for Improved Performance", International J. of Computer Applications, Vol. 78, No. 4, pp. 1-5 2013.

