

طراحی و شبیه‌سازی کنترل‌کننده مد لغزشی ترمینال سریع به منظور نگهداری خودرو بین خطوط با بهره‌گیری از نمونه‌سازی مجازی

امیرحسین ابوالمعصومی^۱، مهدی سلیمانی^۲، امیر شاه‌محمدی^{۳*}، مظاهر مهدی‌زاده^۳

^۱ گروه مهندسی برق، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران

^۲ گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران

^۳ مهندسی مکترونیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۷ مرداد ۱۳۹۴

بازنگری: ۱۷ مهر ۱۳۹۴

پذیرش: ۱۸ بهمن ۱۳۹۴

ارائه آنلاین: ۲۰ شهریور ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:

سیستم نگه‌دارنده خودرو بین خطوط
کنترل مد لغزش ترمینال سریع
نمونه‌سازی مجازی

چکیده: در این مقاله یک روش جدید برای بهبود عملکرد ردیابی مسیر اتوماتیک، برای یک خودرو چرخ جلو فرمان‌پذیر ارائه شده است که مبتنی بر تکنیک کنترل مد لغزش ترمینال سریع به منظور افزایش نرخ همگرایی و دستیابی به کنترل ردیابی در زمان محدود است. کنترل‌کننده پیشنهادی همچنین در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات جاده، مقاوم است. در ابتدا با استخراج مدل دینامیکی دوچرخه خودرو، اعتبارسنجی مدل با پارامترهای در نظر گرفته‌شده به کمک یک نمونه مجازی از خودروی مورد نظر که در محیط نرم‌افزار آدامز توسعه داده شده است انجام می‌شود. از آنجا که رفتار مدل ریاضی مورد استفاده در طراحی با نمونه مجازی ساخته‌شده با تقریب نزدیکی یکسان است، در مرحله بعد طراحی کنترل مد لغزشی ترمینال سریع، که دارای زمان همگرایی کمتر نسبت به کنترل مد لغزشی معمولی و مد لغزشی ترمینال است به کمک مدل دینامیکی ریاضی و سطح لغزشی غیرخطی انجام می‌شود. کنترل‌کننده طراحی‌شده سپس بر نمونه مجازی از خودروی مورد نظر با استفاده از تکنیک شبیه‌سازی همزمان نرم‌افزارهای آدامز و متلب برای سنجش عملکرد کنترل‌های نگه‌دارنده خودرو بین خطوط استفاده شده است. نتایج به‌دست‌آمده کارآمدی کنترل‌کننده در سرعت بخشیدن به امر ردیابی مسیر و پایداری انحراف پیچشی، تحت اغتشاش جاده و عدم قطعیت در پارامترهای مدل را نشان می‌دهند.

۱- مقدمه

انحراف از مسیر یکی از مهمترین دلایل تصادفات مهلک در سراسر دنیا می‌باشد. به همین دلیل در دهه‌های گذشته توسعه سیستم‌های کمک راننده برای خودروها به یک مبحث بسیار مهم تبدیل شده و توجه محققان زیادی را در صنایع خودروسازی و دانشگاه‌ها به خود جلب کرده است. با پیشرفت تکنولوژی الکترونیک مدرن، سیستم‌های ایمن - رانندگی^۱ زیادی به‌صورت تجاری درآمده‌اند و وسایل نقلیه به آنها مجهز شده‌اند. هدف اصلی این سیستم‌ها کنترل دینامیک عرضی خودرو، برای باقی‌ماندن خودرو در خطوط و یا افزایش امنیت در شرایط رانندگی بحرانی است.

سیستم‌های اتوماتیک نگه‌دارنده خودرو بین خطوط^۲ در این میان، در صورت طراحی و پیاده‌سازی دقیق می‌توانند جایگزین خوبی برای راننده انسانی شوند که دقت رانندگی متاثر از خستگی، حواس‌پرتی و عوامل دیگر است. در واقع خودروهای مجهز به این سیستم‌ها را می‌توان آینده صنعت خودروسازی دانست. سیستم نگه‌دارنده خودرو بین خطوط از سیستم‌های فرمان فعال است که خود این سیستم به چند دسته‌ی چرخ جلو فرمان‌پذیر چرخ عقب فرمان‌پذیر و چهار چرخ فرمان‌پذیر تقسیم می‌شود که هر کدام

قابلیت‌های مخصوص به خود را دارا هستند. همین امر سبب شده است که طراحان، با استفاده از روش‌های کنترلی خطی و غیرخطی، کنترل‌کننده‌هایی را برای سیستم‌های فرمان فعال خودرو طراحی و پیاده‌سازی کنند. از جمله این که نتو و همکاران یک رگولاتور خودتنظیم برای حل مسأله کنترل عرضی خودرو طراحی کردند [۱]. علاوه بر این در مدل ارائه‌شده آنها، اغتشاش ناشی از نیروی باد ناشناخته و انحنای جاده در نظر گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی تأییدی بر کارآمدی کنترل‌کننده پیشنهادی در شرایط اغتشاش هستند. دیگر کار مهم این گروه را می‌توان طراحی کنترل‌کننده تناسبی - مشتق‌گیر - انتگرالی^۳ دانست که در آن از دو حلقه کنترلی مستقل از هم یکی برای تعیین نرخ چرخش مطلوب و دیگری برای ردیابی آن استفاده شد [۲]. گئو و همکاران یک کنترل‌کننده مقاوم براساس کنترل مد لغزشی - فازی تطبیقی^۴ ارائه دادند که هدف استفاده از روش فازی در آن کاهش چترینگ ایجادشده در کنترل مد لغزشی استفاده شده بود [۳]. یک کنترل‌کننده فیدبک حالت برای یک خودرو چرخ عقب فرمان‌پذیر به منظور بهبود عملکرد ردیابی مسیر توسط ایناچه و همکاران ارائه شد [۴]. یک کنترل‌کننده بر اساس کنترل مد لغزشی مرتبه بالا به منظور رفع ایراد چترینگ در کنترل‌کننده‌های مد لغزشی با سطح لغزش مرسوم طراحی شد [۵]. در این کار برای تضمین کنترل عرضی خودروی اتوماتیک مورد نظر در

1 Safety-Driving

2 Lane keeping systems

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: shahmohamadi14@gmail.com

3 PID

4 Adaptive fuzzy-sliding

۱ دیده می‌شود، در مدل دوچرخه، یک چرخ به جای دوچرخ جلو در مرکز محور جلو، و یک چرخ به جای دو چرخ عقب در مرکز محور عقب، قرار می‌گیرند. معادلات توصیف کننده این مدل به صورت زیر خواهند بود:

$$m(\dot{y} + v_x \dot{\psi}) = F_{yf} \cos(\delta_f) + F_{yr} + F_{xf} \sin(\delta_f) \quad (1)$$

$$I_z \dot{\psi} = l_f F_{yf} \cos(\delta_f) - l_r F_{yr} + F_{xf} \sin(\delta_f) \quad (2)$$

- y : موقعیت عرضی خودرو
- ψ : انحراف پیچشی
- δ_f : زاویه فرمان چرخ جلو
- I_z : ممان انحراف پیچشی مرکز ثقل
- m : جرم خودرو
- v_x : سرعت طولی خودرو
- l_f : فاصله مرکز ثقل از چرخ جلو
- l_r : فاصله مرکز ثقل از چرخ عقب

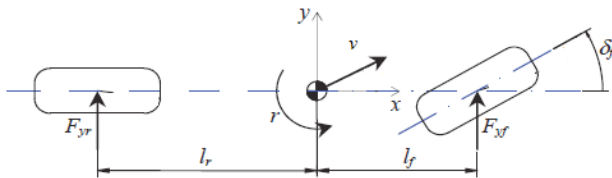


Fig. 1. Vehicle bicycle model

شکل ۱: مدل دوچرخه خودرو [۸]

۲-۱- مدل غیرخطی تایلر

برای مدل کردن رفتار غیرخطی تایلر، چندین مدل ارائه شده‌اند که برای کار حاضر مدل تایلر پششکا^۸ انتخاب شده است [۱۱، ۱۲]. بنابراین معادلات مربوط به نیروهای طولی و عرضی از معادلات زیر منتج می‌شوند:

$$F_{yi} = D_i \sin(C_i \tan^{-1}(B_i \phi_i)) + S_v \quad i = r, f \quad (3)$$

$$F_{xf} = D_f \sin(C_f \tan^{-1}(B_f \phi_f)) \quad (4)$$

- D : فاکتور پیک^۹
- C : فاکتور شکل^{۱۰}
- B : فاکتور سختی^{۱۱}
- S_v : شیفیت عمودی منحنی

برای به دست آوردن پارامترهای ذکر شده، می‌توان آنها را براساس تابعی از نیروی عمودی f_z به دست آورد [۱۳]. در نتیجه خواهیم داشت:

سرعت بالا از الگوریتم سوپر- پیچشی^۱ استفاده شد. مامار و همکاران برای به حساب آوردن رفتار غیرخطی نیروهای تایلر از کنترل کننده فیدبک خروجی تکه‌ای معین^۲ استفاده کردند [۶].

با افزایش سرعت خودرو، سرعت عملکرد و مقاوم بودن کنترل کننده در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاش‌های مداخله کننده، نقشی کلیدی در بازدهی عملکرد خودرو در ردیابی سریع مسیر و حفظ پایداری بازی می‌کنند. کنترل کننده‌های مد لغزشی بدلیل مقاومت بالایی که در مقابل عدم قطعیت‌ها و اغتشاش دارند، در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند [۷-۹]. هدف از پژوهش حاضر طراحی یک کنترل کننده براساس روش کنترل مد لغزش ترمینال سریع است که علاوه بر دارا بودن خاصیت مقاوم بودن کنترل کننده‌های مد لغزشی مرسوم، سرعت عملکردی بالاتری نسبت به آنها داشته باشد. از ویژگی‌های این روش، حفظ پایداری در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاش و همچنین کاهش زمان همگرایی است در زمانی که حالت‌های سیستم از نقطه تعادل دور هستند. کنترل کننده حاضر برای یک خودرو چرخ جلو فرمان پذیر طراحی شده و برای مدل کردن رفتار دینامیکی خودرو از یک مدل دوچرخه دو درجه آزادی خطی و یک مدل غیرخطی که در آن رفتار غیرخطی نیروهای تایلر لحاظ شده‌اند، استفاده می‌شود.

ایده‌های اصلی این مقاله عبارتند از: (۱) طراحی و پیاده‌سازی یک کنترل کننده مد لغزان ترمینال سریع بر روی یک مدل دینامیکی دوچرخه از خودرو با در نظر گرفتن اغتشاشات و عدم قطعیت‌های موجود و (۲) ساختن یک نمونه مجازی از خودرو در نرم‌افزار آدامز و پیاده‌سازی کنترل کننده طراحی شده بر روی آن و انجام تنظیمات مورد نیاز.

ادامه این مقاله به چند بخش تقسیم می‌شود: نحوه مدلسازی در بخش ۲ گفته خواهد شد. در بخش ۳ به اعتبارسنجی مدل‌ها پرداخته می‌شود، سپس کنترل کننده پیشنهادی براساس روش کنترل مد لغزش ترمینال سریع که ورودی کنترلی آن زاویه فرمان چرخ‌های جلو است در بخش ۴ ارائه می‌شود. شبیه‌سازی و نتایج به دست آمده از نرم‌افزار متلب/سیمولینک^۳ و آدامز کار^۴ تحت مانور استاندارد تغییر مسیر دوبل^۵ در بخش ۵ آورده خواهند شد. سرانجام بخش ۶ مربوط به نتیجه‌گیری خواهد بود.

۲- مدل سازی خودرو

برای نمایش دینامیک‌های عرضی خودرو، از یک مدل دوچرخه دو درجه آزادی بهره می‌گیریم [۱۰]. در این مدل انحراف پیچشی^۶ ψ و موقعیت عرضی y به عنوان حالت‌های سیستم در نظر گرفته می‌شوند، همچنین حرکت غلطش و پیچش^۷ نیز نادیده گرفته می‌شوند. همان‌طور که در شکل

- 1 Super-twisting
- 2 Piecewise affine output feedback
- 3 MATLAB/SIMULINK
- 4 ADAMS CAR
- 5 Double lane change
- 6 Yaw
- 7 Roll and pitch motion

8 Pacejka
9 Peak factor
10 Shape factor
11 Stiffness factor

$$F_{yf} = 2C_{af} \left(\delta_f - \left(\frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{v_x} \right) \right) \quad (9)$$

$$F_{yr} = 2C_{ar} \left(- \left(\frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{v_x} \right) \right) \quad (10)$$

C_{af} : سختی پیچشی تایر جلو

C_{ar} : سختی پیچشی تایر عقب

در نهایت می‌توان معادلات (۱) و (۲) را خطی کرده و به شکل زیر درآورد:

$$\begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} \delta_f \quad (11)$$

$$a_{11} = - \frac{(c_f + c_r)}{mv_x} \quad a_{12} = \frac{(l_r c_r - l_f c_f)}{mv_x} - v_x$$

$$a_{21} = \frac{l_r c_r - l_f c_f}{I_z v_x} \quad a_{22} = - \frac{(l_f^2 c_f - l_r^2 c_r)}{I_z v_x}$$

$$b_{11} = \frac{c_f}{m} \quad b_{21} = \frac{l_f c_f}{I_z}$$

$$\phi_i = (1 - E_i)(\alpha_i - sh_i) + \left(\frac{E_i}{B_i} \right) \tan^{-1}(B_i(\alpha_i + sh_i)) \quad (5)$$

$$B_i = \left(\frac{a_3 \sin(a_4 \tan^{-1}(a_5 f_z))}{C_i D_i} \right) (1 - a_{12} |\gamma|)$$

$$E_i = a_6 f_z^2 + a_7 f_z + a_8$$

$$D_i = a_1 f_z^2 + a_2 f_z$$

$$sv_i = (a_{10} f_z^2 + a_{11} f_z) \gamma$$

$$sh_i = a_9 \gamma$$

و برای نیروی طولی:

$$\phi_f = (1 - E_f) \lambda + \left(\frac{E_f}{B_f} \right) \tan^{-1}(B_f \lambda)$$

$$B_f = \frac{b_3 f_z^2 + b_4 f_z}{C_f D_f \exp(b_5 f_z)}$$

$$D_f = b_1 f_z^2 + b_2 f_z$$

$$E_f = b_6 f_z^2 + b_7 f_z + b_8$$

γ : زاویه کمبر خودرو

λ : لغزش عرضی

α : لغزش طولی

و از معادلات زیر حاصل می‌شوند:

$$\alpha_f = \beta + \tan^{-1} \left(\frac{l_f}{v_x} \dot{\psi} \cos(\beta) \right) - \delta_f \quad (6)$$

$$\alpha_r = \beta - \tan^{-1} \left(\frac{l_r}{v_x} \dot{\psi} \cos(\beta) \right) \quad (7)$$

$$\lambda = 1 - \frac{\omega R_w}{W_x} \quad (8)$$

R_w : شعاع چرخ

ω : سرعت دورانی چرخ

W_x : سرعت خطی

۲-۲- مدل خطی تایر

با در نظر گرفتن زاویه لغزش کوچک، سرعت طولی ثابت و همچنین فرض زاویه فرمان کوچک نیروهای تایر را می‌توان به صورت خطی زیر در نظر گرفت [۱۴]:

۳- اعتبارسنجی مدل

به منظور اعتبارسنجی مدل‌های دینامیکی بحث شده در بخش‌های ۱-۲ و ۲-۲، یک شبیه‌سازی با استفاده از یک مانور از پیش تعیین شده، برای خودرویی با پارامترهای دیده شده در جدول ۱ صورت گرفته و نتایج با مدل خودروی نرم افزار آدامز مقایسه شده است. لازم به ذکر است که پارامترهای موجود در جدول ۱ استخراج شده از مدل خودروی نرم افزار آدامز می‌باشند. مانور انتخاب شده برای این هدف به این گونه است که به طور همزمان یک ورودی فرمان یکسان همانند شکل ۲ به سه مدل خطی، غیرخطی و مدل آدامز در سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت داده می‌شود.

نتیجه به دست آمده نرخ چرخش^۱ است که در شکل ۳ دیده می‌شود. با توجه به شکل ۳ در مورد نرخ چرخش خودرو می‌توان گفت که دو مدل خطی و غیرخطی تحت مانور انجام شده با دقت قابل قبولی با مدل آدامز برابری می‌کنند، هرچند که این دقت در مدل غیرخطی بیشتر است. با توجه به نتیجه به دست آمده می‌توان در مرحله طراحی کنترل کننده از مدل خطی بهره گرفت.

1 Yaw rate

$$s = \dot{e} + \lambda e^{\frac{p}{q}} \quad (12)$$

که زمان همگرایی در آن به صورت زیر خواهد بود:

$$t_s = \frac{p}{\lambda(p-q)} |e(0)|^{(p-q)/p} \quad (13)$$

که در آن $e = \psi - \psi_{des}$ خطای ردیابی بین زاویه ψ و زاویه ψ_{des} مطلوب با توجه به مسیر مرجع می باشد. λ یک مقدار ثابت مثبت است. p و q ثابت های مثبت فردی هستند که باید شرایط زیر را دارا باشند:

$$q < p < 2q \quad (14)$$

اگرچه مزیت کنترل کننده مد لغزشی ترمینال، بالا بردن سرعت همگرایی در مقایسه با کنترل کننده مد لغزشی مرسوم است، ولی عیب این کنترل کننده کاهش نرخ همگرایی، در شرایطی است که حالت ها از نقطه تعادل دور هستند. برای بهبود این عیب، کنترل کننده مد لغزش ترمینال سریع پیشنهاد می شود [۱۵].

سطح لغزش ترمینال سریع را به صورت زیر در نظر می گیریم:

$$S = \dot{e} + \alpha e + \lambda e^{\frac{q}{p}} \quad (15)$$

α و λ مقادیر ثابت مثبت هستند. زمان همگرایی سیستم به حالت تعادل به صورت

$$t_s = \frac{p}{\alpha(p-q)} \ln \left(\frac{\alpha e(0)^{(p-q)/p} + \lambda}{\lambda} \right) \quad (16)$$

تعیین می شود. با طراحی p ، q ، λ و α ما می توانیم حالت سیستم را در زمان محدود t_s به تعادل برسانیم.

ورودی کنترلی شامل دو عبارت δ_{reach} و δ_{eq} می باشد. عبارت ورودی δ_{reach} تضمین می کند که حالت های سیستم به سطح s برسند و عبارت δ_{eq} هدفش حفظ حالت ها بر روی سطح s است. ورودی کنترلی نهایی از جمع این دو عبارت به دست می آید:

$$\delta = \delta_{eq} + \delta_{reach} \quad (17)$$

با توجه به شرط لغزش:

$$S\dot{S} < -\eta|S| \quad (18)$$

δ_{reach} به دست خواهد آمد:

$$\delta_{reach} = K \text{sign}(S) \quad (19)$$

که η و k مقادیر ثابت هستند. برای به دست آوردن δ_{eq} باید شرط $\dot{S}=0$ برقرار شود. بنابراین خواهیم داشت:

$$\dot{S} = \ddot{e} + \alpha \dot{e} + \lambda \dot{e} e^{(q/p)-1} \quad (20)$$

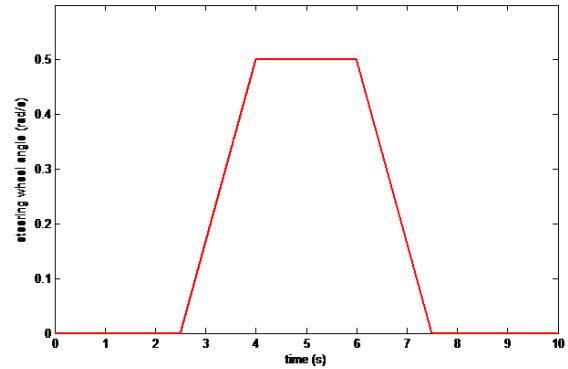


Fig. 2. Steering angle in the given maneuver

شکل ۲: زاویه فرمان داده شده در مانور

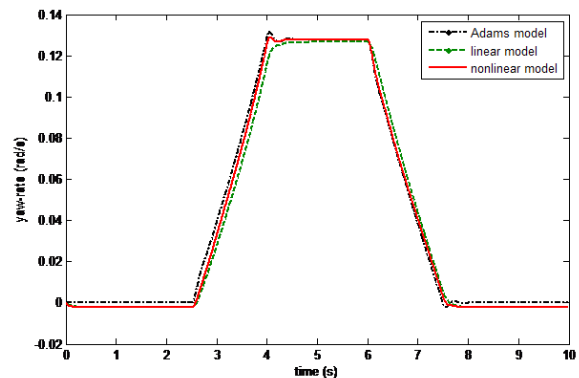


Fig. 3. Yaw rate in the given maneuver

شکل ۳: نرخ چرخش ایجاد شده در مانور

جدول ۱: پارامترهای خودرو برای شبیه سازی

Table 1. Vehicle parameters employed for simulations

پارامتر	مقدار	واحد
m	۱۳۳۵	kg
I_z	۳۷۸۲	kg.m ²
C_{af}	۱۹۰۰۰۰	N/rad
C_{ar}	۱۹۰۰۰۰	N/rad
l_f	۱/۱۰۶	m
l_r	۱/۴۵۴	m

۴- قانون کنترلی

با توجه به کارایی زیاد کنترل کننده های مد لغزشی در عرصه های مختلف، برای بهبود عملکرد این کنترل کننده ها در سال های اخیر کنترل کننده های مد لغزشی ترمینال، توسعه یافته اند. تمرکز کنترل کننده مد لغزشی ترمینال بر روی کاهش زمان همگرایی با انتخاب یک سطح لغزش غیرخطی است [۱۵]. برای این منظور سطح لغزش به صورت زیر در نظر گرفته می شود:

جدول ۲: پارامترهای بدون بعد کنترل کننده برای شبیه سازی

مقدار	پارامتر
۱	α
۵	λ
۳	p
۱/۹	q

می باشد. شکل های ۵ تا ۷ نتایج به دست آمده از آزمون را نشان می دهند. همان طور که در شکل ۵ دیده می شود در شرایط کاری عادی کنترل کننده در حفظ موقعیت عرضی نسبت به موقعیت مرجع موفق عمل کرده است. با توجه به شکل ۶ دو کنترل کننده به خوبی قادر به ردیابی نرخ چرخش مرجع بوده اند.

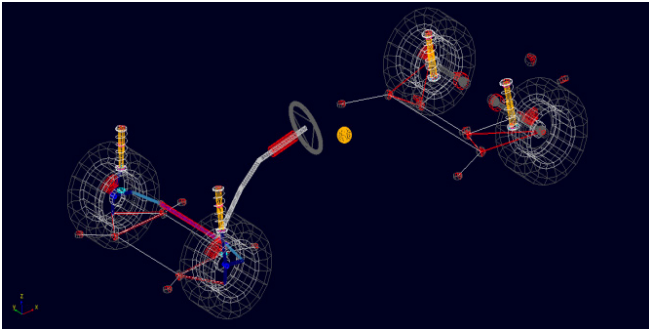


Fig. 4. Schematic diagram of the vehicle ADAMS model

شکل ۴: نمایشی از مدل خودرو ساخته شده در نرم افزار آدامز

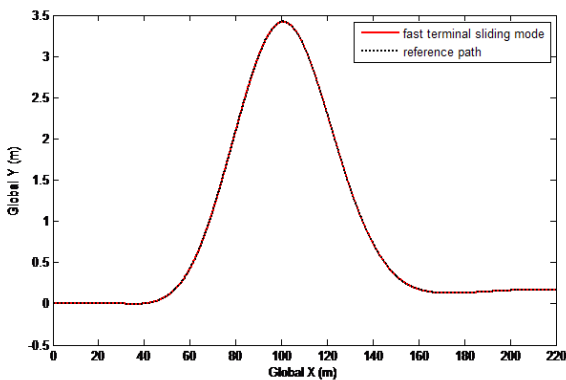


Fig. 5. Lateral displacement in the double lane change maneuver

شکل ۵: موقعیت عرضی ایجاد شده در مانور تغییر خط دابل

خروجی حاصل از کنترل کننده ها زاویه فرمان چرخ های جلو است. در مباحث مربوط به دینامیک خودرو، هر چقدر زاویه فرمان خودرو به آرامی تغییر کند، پایداری و راحتی سفر بیشتری به همراه خواهد داشت. شکل ۷ نشان دهنده تغییرات آرام و بدون چترینگ اعمال شده توسط کنترل کننده است.

در ادامه به طراحی کنترل کننده برای سیستم با معادله (۱)، با فرض به دست آمدن زاویه انحراف با توجه به روش گفته شده در مطالعه مارینو و همکاران [۲]، پرداخته می شود. با جایگذاری رابطه (۱۱) در رابطه (۲۰) خواهیم داشت:

$$\hat{a}_{21}\dot{y} + \hat{a}_{22}\dot{\psi} + \hat{b}_{21}\delta_f - \dot{\psi}_{des} + \alpha\dot{e} + \lambda\dot{e}e^{\left(\frac{q}{p}\right)^{-1}} = 0 \quad (21)$$

که به دست می آید:

$$\delta_{eq} = \frac{1}{\hat{b}_{21}} \left(-\hat{a}_{21}\dot{y} - \hat{a}_{22}\dot{\psi} + \dot{\psi}_{des} - \alpha\dot{e} - \lambda\dot{e}e^{\left(\frac{q}{p}\right)^{-1}} \right) \quad (22)$$

در اینجا \hat{a}_{ij} و \hat{b}_{21} به ترتیب مقادیر نامی پارامترهای a_{ij} و b_{21} با توجه به عدم قطعیت در مدل می باشند.

$$\hat{b}_{21} = \sqrt{b_{21min}b_{21max}} \quad (23)$$

$$\hat{a}_{ij} = \sqrt{a_{ijmin}a_{ijmax}}$$

یکی از معایبی که در روش کنترل مد لغزش وجود دارد، بروز چترینگی است که به دلیل غیر پیوسته بودن قانون کنترلی حول سطح $s=0$ به وجود می آید. برای بهبود عملکرد کنترل کننده و پیاده سازی آن، ناچار به حذف چترینگ به وجود آمده هستیم. یکی از روش های رایج برای بهبود عمل سوئیچینگ و به تبع آن حذف اثر نامطلوب چترینگ، در نظر گرفتن یک مرز نازک حول سطح سوئیچ می باشد [۱۶]. در عمل برای انجام دادن این کار از تابع $sat(s/\phi)$ به جای $sign(s)$ استفاده می شود که در آن تابع sat و ϕ ضخامت لایه مرزی است و با تنظیم آن می توان چترینگ را کاهش داد. بنابراین قانون کنترلی به صورت زیر خواهد بود.

$$\delta = \frac{1}{\hat{b}_{21}} \left(-\hat{a}_{21}\dot{y} - \hat{a}_{22}\dot{\psi} + \dot{\psi}_{des} - \alpha\dot{e} - \lambda\dot{e}e^{\left(\frac{q}{p}\right)^{-1}} - \lambda\phi sat\left(\frac{s}{\phi}\right) \right) \quad (24)$$

۵- نتایج شبیه سازی

در کار حاضر برای بررسی عملکرد کنترل کننده پیشنهادی از شبیه سازی همزمان نرم افزار آدامز و سیمولینک متلب بهره گرفته شده است. در ابتدا همانطور که در شکل ۴ دیده می شود یک مدل کاملاً غیرخطی از خودرو در نرم افزار آدامز ساخته می شود. در مرحله بعد با توجه به پارامترهای موجود در جدول ۱ و ۲ کنترل کننده ای که براساس مدل دو درجه در نرم افزار متلب طراحی شده به آن اعمال می شود.

در مرحله اول شرایط آزمون به این صورت است که سرعت طولی ثابت و برابر با ۸۰ کیلومتر بر ساعت و ضریب اصطکاک بین جاده و تایر ۰/۹

به مقدار مطلوب برسد.

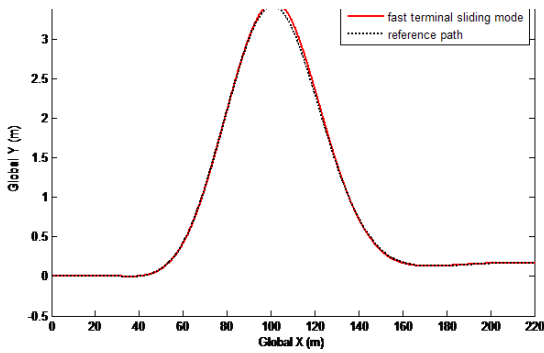


Fig. 8. Lateral displacement in the double lane change maneuver with uncertainties

شکل ۸: موقعیت عرضی ایجاد شده در مانور تغییر خط دوپل در شرایط اغتشاش و عدم قطعیت

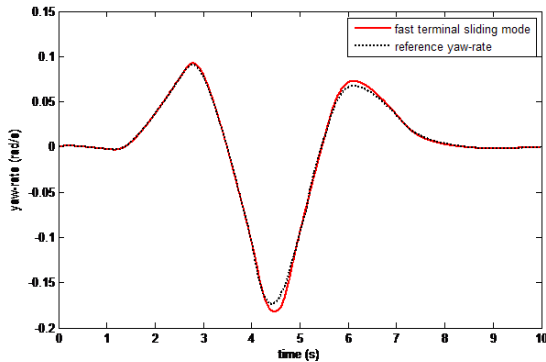


Fig. 9. Yaw rate in the double lane change maneuver with uncertainties

شکل ۹: نرخ چرخش ایجاد شده در مانور تغییر خط دوپل در شرایط اغتشاش و عدم قطعیت

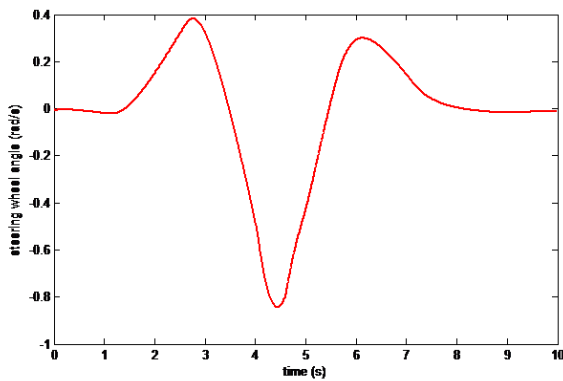


Fig. 10. Steering wheel angle input in the double lane change maneuver with uncertainties

شکل ۱۰: زاویه فرمان اعمال شده در مانور تغییر خط دوپل در شرایط اغتشاش و عدم قطعیت

۶- نتیجه گیری

در این مطالعه یک کنترل کننده براساس مد لغزش ترمینال سریع به منظور بهبود عملکرد ردیابی مسیر و پایداری انحراف پیشی، برای یک

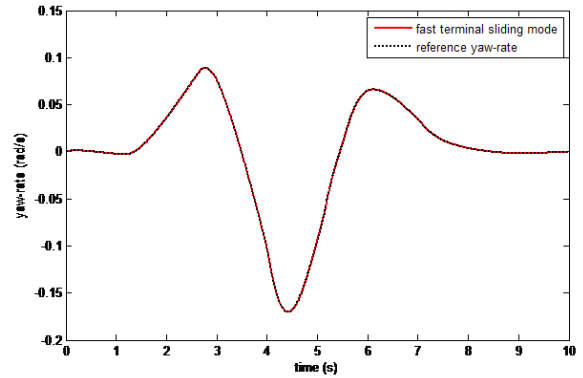


Fig. 6. Yaw rate in the double lane change maneuver

شکل ۶: نرخ چرخش ایجاد شده در مانور تغییر خط دوپل

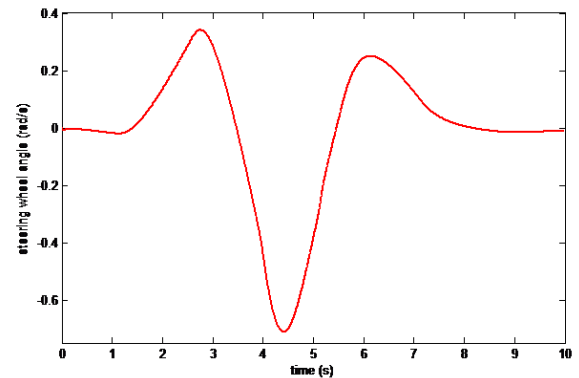


Fig. 7. Steering wheel angle input in the double lane change maneuver

شکل ۷: زاویه فرمان اعمال شده در مانور تغییر خط دوپل

در مرحله بعدی برای بررسی مقاوم بودن عملکرد کنترل کننده پیشنهادی، عدم قطعیت تغییر در جرم خودرو به اندازه $\pm 20\%$ درصد و همچنین تغییر ضریب اصطکاک و رساندن آن به 0.4 که ورودی اغتشاشی محسوب می شود را در همان سرعت 80 کیلومتر بر ساعت به حساب می آوریم. نتایج مربوطه را می توان در شکل های ۸ تا ۱۰ مشاهده نمود.

شکل ۸ نشان دهنده ی این است که کنترل کننده در شرایط اغتشاش و عدم قطعیت در جرم خودرو، هر چند که تا حدودی از موقعیت مورد نظر دور شده است اما موفق به حفظ موقعیت خودرو شده است. کنترل کننده مد لغزشی ترمینال سریع به دلیل سرعت عملکردی بالا، خودرو را قادر به این ساخته که سریع به نقطه مرجع همگرا شود.

همان طور که در شکل ۹ دیده می شود، کنترل کننده مد لغزش ترمینال سریع در زمان بین ۴ تا ۵ ثانیه نرخ چرخش بیشتری را نسبت به مرجع تجربه می کند و همین امر که از خصوصیات روش مد لغزشی ترمینال سریع است، باعث می شود که پاسخ این کنترل کننده سریع به نرخ چرخش مطلوب همگرا شود.

نمودار زاویه فرمان مربوط به کنترل کننده مد لغزشی ترمینال سریع همان طور که در شکل ۱۰ دیده می شود در ثانیه ۴ تا ۵ نسبت به حالت عادی رانندگی به اندازه 0.2 رادیان افزایش یافته است. افزایش ایجاد شده در این زمان با سرعت انجام می شود و باعث می شود تا نرخ چرخش خودرو سریع تر

feedback controller for vehicle lane keeping, in: *American Control Conference (ACC)*, 2012, IEEE, 2012, pp. 6533-6538.

- [7] T. Hiraoka, O. Nishihara, H. Kumamoto, Automatic path-tracking controller of a four-wheel steering vehicle, *Vehicle System Dynamics*, 47(10) (2009) 1205-1227.
- [8] D.T. Truong, W. Tomaske, Active front steering system using adaptive sliding mode control, in: *Control and Decision Conference (CCDC)*, 2013 25th Chinese, IEEE, 2013, pp. 253-258.
- [9] D. Rubin, S. Arogeti, Vehicle yaw stability control using rear active differential via sliding mode control methods, in: *Control & Automation (MED)*, 2013 21st Mediterranean Conference on, IEEE, 2013, pp. 317-322.
- [10] J.Y. Wong, Theory of ground vehicles, John Wiley & Sons, 2008.
- [11] R. Guntur, S. Sankar, A friction circle concept for Dugoff's tyre friction model, *International Journal of Vehicle Design*, 1(4) (1980) 373-377
- [12] H. Pacejka, Tire and vehicle dynamics, *Elsevier*, 2005.
- [13] E. Bakker, L. Nyborg, H.B. Pacejka, Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 1987.
- [14] R. Rajamani, Vehicle dynamics and control, *Springer Science & Business Media*, 2011.
- [15] X. Yu, M. Zhihong, Fast terminal sliding-mode control design for nonlinear dynamical systems, *IEEE Transactions on Circuits and Systems I: Fundamental Theory and Applications*, 49(2) (2002) 261-264.
- [16] J.-J.E. Slotine, W. Li, Applied nonlinear control, *Prentice hall Englewood Cliffs, NJ*, 1991.

خودرو چرخ جلو فرمان‌پذیر ارائه شد. به منظور مدل‌سازی دینامیک عرضی خودرو از دو مدل دو درجه آزادی خطی و غیر خطی بهره گرفته شد. نتایج اعتبارسنجی مدل‌ها نشان دادند که مدل خطی عملکرد قابل‌قبولی در مقایسه با مدل غیرخطی از خود نشان می‌دهد. با توجه به این امر در طراحی کنترل‌کننده از مدل خطی بهره گرفته شد.

در نهایت نتایج شبیه‌سازی توانمندی کنترل‌کننده پیشنهادی را در بهبود عملکرد ردیابی مسیر و انحراف پیچشی مطلوب را در شرایط اغتشاش نشان می‌دهند.

منابع

- [1] M.S. Netto, S. Chaib, S. Mammar, Lateral adaptive control for vehicle lane keeping, in: *American Control Conference*, 2004. Proceedings of the 2004, IEEE, 2004, pp. 2693-2698.
- [2] R. Marino, S. Scalzi, M. Netto, Nested PID steering control for lane keeping in autonomous vehicles, *Control Engineering Practice*, 19(12) (2011) 1459-1467.
- [3] J. Guo, L. Li, K. Li, R. Wang, An adaptive fuzzy-sliding lateral control strategy of automated vehicles based on vision navigation, *Vehicle System Dynamics*, 51(10) (2013) 1502-1517.
- [4] N.M. Enache, S. Guegan, F. Desnoyer, H. Vorobieva, Lane keeping and lane departure avoidance by rear wheels steering, in: *Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2012 IEEE, IEEE, 2012, pp. 359-364.
- [5] G. Tagne, R. Talj, A. Charara, Higher-order sliding mode control for lateral dynamics of autonomous vehicles, with experimental validation, in: *Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2013 IEEE, IEEE, 2013, pp. 678-683.
- [6] A. Benine-Neto, S. Mammar, Piecewise affine output

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

A. H. Abolmasoumi, M. Soleymani, A. Shahmohammadi, M. Mehdizadeh, "Design and Implementation of Fast Terminal Sliding Mode Control for Vehicle Lane Keeping by Using Virtual Prototyping Simulations" *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(2) (2017) 371-378.
DOI: 10.22060/mej.2016.667



