طراحي سيستم كنترل ABS با در نظر گرفتن كنترل حركت كناري به روش تركيبي PID و SMC

رضا كاظمي*[1] و سيداسماعيل محموديلاريمي[2]

[1]دانشيار دانشكده مهندسي مكانيک - دانشگاه صنعتي خواجه‌نصيرالدين طوسي

[2]دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسي مكانيک - دانشگاه صنعتي خواجه‌نصيرالدين طوسي

(تاریخ دریافت ۸۴/۲/۲۴ ، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۵/۵/۷ ، تاریخ تصویب ۸۵/۱۰/۱۶)

چكيده

امروزه از سيستم‌هاي كنترلي، بويژه سيستم‌هاي ترمز ضد قفل و كنترل رانش به دليل ايمني زيادي كه اين سيستم‌ها در جلوگيري از بروز خطر و تصادف فراهم مي‌كنند در بسياري از وسايل نقليه استفاده مي‌گردد. اگر چه اين سيستم‌ها مزاياي بسيار زيادي در كنترل ديناميک خودرو دارند، اما آنها فقط ديناميک طولي خودرو را مستقيماً كنترل مي‌كنند و ديناميک كناري بطور مستقيم تحت كنترل آنها نيست، چرا كه هيچ پس‌خوراندي از كميت‌هاي ديناميک جانبي دريافت نمي‌كنند، لذا نمي‌توانند وقوع حالت بحراني را تشخيص دهند. در مقاله حاضر با افزودن حس‌گرهاي سرعت زاويه‌اي حركت چرخشي و شتاب‌سنج كناري به حس‌گرهاي سيستم ABS، يک سيستم كنترلي توسعه يافته طراحي كرديم كه علاوه بر كنترل حركت طولي خودرو در حالت ترمزگيري، حركت كناري نيز تحت كنترل قرار مي‌گيرد. جهت بدست آوردن قوانين كنترلي و تخمين پارامترهاي نامعين، از مدل هفت درجه آزادي خودرو استفاده شد. كنترلر طراحي شده دو لايه مي‌باشد كه لايه بالايي بر اساس كنترل كلاسيک PID و لايه پاييني بر اساس روش كنترل لغزشي(SMC) طراحي گرديد. جهت تخمين پارامترها از روش تخمين حداقل مربعات با فراموشي نمايي متغير استفاده شد. براي بررسي عملكرد سيستم كنترلي، از مدل چهارده درجه آزادي خودرو و مدل غير خطي تاير استفاده گرديد.

واژه‌هاي كليدي: خودرو - ترمز ضد قفل - كنترل لغزشي - تخمين حداقل مربعات

مقدمه

امروزه در كنار مبحث كاهش آلودگي محيط زيست، افزايش ايمني خودرو بحث ديگري است كه قسمت عمده‌اي از فعاليت‌هاي تحقيقاتي در صنعت خودرو را به خود اختصاص داده است و مورد توجه اكثر شركت‌هاي خودروسازي مي‌باشد. يكي از سيستم‌هاي ايمني خودرو كه از وقوع شرايط بحراني جلوگيري مي‌كند، سيستم كنترل ترمز ضد قفل[1] مي‌باشد. كنترل ميزان لغزش چرخها[2] در محدوده مطلوب به هنگام ترمزگيري، اساس عملكرد اين سيستم است. كنترل لغزش امكان عملكرد صحيح و كامل تايرها را فراهم آورده و علاوه بر بهينه‌سازي فرآيند ترمزگيري و كاهش طول مسير توقف خودرو، بطور غير مستقيم پايداري و فرمان‌پذيري خودرو را تضمين مي‌كند. اين سيستم در هنگام ترمزگيري در صورت ازدياد لغزش چرخ‌ها از يک حد معين فعال شده و فشار ترمز هر يک از چرخ‌ها را تنظيم كرده و عملكرد خودرو را در حين ترمزگيري كنترل مي‌نمايد. با مروری بر كارهای قبلی مي‌توان چنين برداشت كرد كه عموماً وضعيت قفل بودن چرخ‌ها به كمک دو معيار شتاب دوراني و لغزش نسبي چرخ تشخيص داده مي‌شوند[۱]. روش‌هاي قبلي معمولاً فاقد قانون كنترلي به معناي واقعي خود مي‌باشند، چرا كه در اكثر آنها از مقايسه پارامترهايي مانند شتاب دوراني با معيارهايي كه از نتايج تجربي و آزمايشگاهي بدست آمده‌اند، دستور ادامه يا قطع گشتاور ترمزي صادر مي‌گردد، به همين دليل به اين سيستم‌ها، سيستم‌هاي قطع-وصل يا باز-بسته مي‌گويند. اين معيارها نمي‌توانند تمامي شرايط كاري را پوشش دهند، لذا منطق كنترلي آنها جامع نيست، بنابراين از اين روشها نمي‌توان عملكرد مناسبي در تمامي شرايط كاري انتظار داشت[۱]. در فعاليت‌هاي اخير اين سيستم‌ها كامل‌تر شده‌اند. متاسفانه اصولاً تحقيقاتی كه در مراكز وابسته به خودروسازان تراز اول و تامين‌كنندگان برتر آنان كه منجر به پياده‌سازی در خودرو می‌شود به صورت دقيق و واضح در مراجعی نظير سمينارها و ژورنال‌ها گزارش نمی‌شود.

* نويسنده مسئول : تلفن : ۸۸۶۷۴۷۴۷ ، فاكس : ۸۸۶۷۴۷۴۸ ، Email:kazemi@kntu.ac.ir

از اين جهت در مقاله حاضر که نتيجه يک فعاليت پژوهشی است، براي طراحي سيستم کنترلي از مدل ساده هفت درجه آزادي فرمان‌پذيري خودرو استفاده شد. کنترلر داراي ساختار دو لايه مي‌باشد که در لايه فوقاني با استفاده از يک کنترلر PID مقدار لغزش مطلوب هر يک از چرخ‌ها بدست مي‌آيد، سپس در لايه پاييني گشتاور مورد نياز جهت رسيدن به لغزش محاسبه شده در لايه فوقاني با استفاده از روش کنترل لغزشي[۳] بدست مي‌آيد. جهت تخمين پارامترهاي نامعين از روش تخمين حداقل مربعات با فراموشي نمايي متغير[۴] استفاده شده است. به منظور ارزيابي سيستم کنترلي طراحي شده در شرايط نزديک به واقعيت، شبيه‌سازي براي مدل چهارده درجه آزادي خودرو انجام شده است.

مدلسازي ديناميکي سيستم

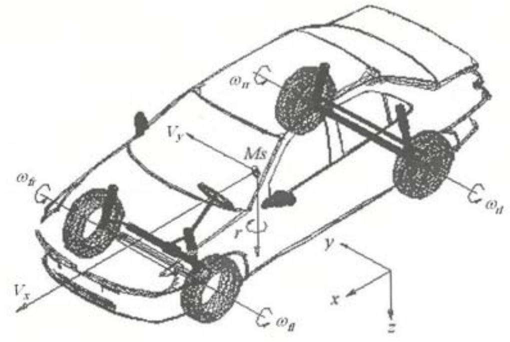
براي بيان رفتار ديناميکي سيستم مورد بررسي که همان خودرو مي‌باشد موارد زير مدل‌سازي مي‌گردند.

- ديناميک خودرو
- ديناميک چرخ
- ديناميک تاير

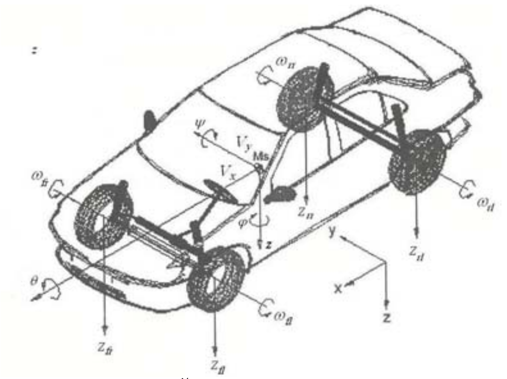
ديناميک خودرو

براي مدلسازي ديناميک خودرو از دو مدل ساده و پيچيده استفاده مي‌کنيم. از مدل ساده جهت بدست آوردن قانون کنترلي و تخمين پارامترهاي نامعين و از مدل پيچيده جهت رفع هرگونه ابهام که آيا قانون کنترلي بدست آمده در شرايط نزديک به واقعيت پاسخ‌گو خواهد بود يا نه. مدل ساده، مدل هفت درجه آزادي مي‌باشد. درجات آزادي اين مدل مطابق شکل (۱) عبارتند از: حرکت طولي[۵]، حرکت کناري[۶]، دوران حول محور قائم[۷] و دوران چهار چرخ. مدل پيچيده مدل چهارده درجه آزادي مي‌باشد. درجات آزادي اين مدل نيز مانند شکل (۲) عبارتند از: ٦ درجه مربوط به بدنه خودرو (۳ درجه مربوط به حرکات انتقالي طولي، عرضي و قائم و ۳ درجه مربوط به حرکات دوراني حول محورهاي انتقالي ذکر شده)، ٤ درجه مربوط به حرکت قائم چرخها و ٤ درجه هم مربوط به دوران چرخها.

سيستم تعليق جلو از نوع McPherson و سيستم تعليق عقب از نوع Multi Link مي‌باشد.



شکل ۱: مدل هفت درجه آزادي خودرو.



شکل ۲: مدل چهارده درجه آزادي خودرو.

با توجه به اينکه روش بدست آوردن معادلات حرکت براي هر دو مدل هفت و چهارده درجه آزادي از حوصله اين بحث خارج است لذا از ارائه روابط خودداري مي‌کنيم. جزئيات کامل روابط در مرجع [۲] آمده است.

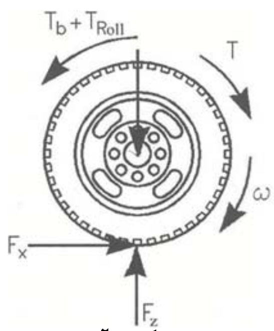
ديناميک چرخ

چرخ يکي از زيرسيستمهاي مهم در بررسي رفتار ديناميکي خودرو در حالت ترمزگيري و شتاب‌گيري مي-باشد. هر چند که ديناميک چرخ در حالت دور زدن ديناميک سه بعدی است اما با توجه به مدل‌سازی انجام شده به منظور طراحی سيستم کنترلی با فرضيات معقول از ساده‌سازی‌هايي استفاده می‌شود. اين ساده‌سازی‌ها که بر روی ميزان لغزش طولی چرخ که منظور اصلی پژوهش است تاثير فاحشی نداشته، ديناميک چرخ را از حالت سه بعدی به دو بعدی تبديل می‌نمايد. بديهی‌است در صورت عدم استفاده از فرضيات ياد شده، محاسبه روابط کنترلی به فرم بسته امکان‌پذير نمی‌باشد.

با در نظر گرفتن شکل (۳) که دياگرام آزاد چرخ را در حالتهاي ترمزگيري و شتاب‌گيري نشان مي‌دهد، معادله حرکت ديناميکي چرخ، با استفاده از معادله اولر براي حرکت چرخشي به صورت زير بدست مي‌آيد.

$$I_w \dot{\omega} = -F_x.R_w + T - T_b - T_{Roll}$$
(۱)

كه در رابطه فوق F_x نيروي طولي تاير مي‌باشد و مقدار آن با استفاده از مدل تاير بدست مي‌آيد، T گشتاور موتور منتقل شده به چرخ، T_b گشتاور ترمزي هنگام ترمزگيري، T_{Roll} گشتاور ناشي از مقاومت غلتشي[۸]، R_w شعاع موثر يا شعاع ديناميكي چرخ و I_w ممان اينرسي دوراني چرخ مي‌باشد.



شكل ۳: دياگرام آزاد چرخ.

توجه شود كه هنگام ترمزگيري T و هنگام شتاب‌گيري، T_b صفر است. جهت F_x نشان داده شده در شكل نيز مربوط به حالت شتاب‌گيري است و هنگام ترمزگيري جهت آن عكس خواهد شد. گشتاور مقاومت غلتشي ناشي از پديده هيسترزيس مي‌باشد و از رابطه زير بدست مي‌آيد.

$$T_{Roll} = f_r.F_z.R_w$$
(۲)

كه در آن f_r ضريب مقاومت غلتشي است و معمولا مقدار آن بين ۰/۰۱ تا ۰/۰۲ مي‌باشد[۳].

مدلسازي تاير

مدلسازي تاير از مراحل بسيار مهم و تأثير گذار در جريان شبيه‌سازي خودرو، به خصوص در شرايط حدي مي‌باشد. دليل چنين اهميتي اين است كه نيروهاي اعمالي به خودرو كه وضعيت حركت آنرا مشخص مي‌كنند، عمدتاً از طريق تاير به خودرو وارد مي‌شوند و محاسبه صحيح اين نيروها از گام‌هاي مهم در مدلسازي خودرو مي‌باشد. براي اين كار مدل‌هاي مختلفي ارائه شده است كه هر كدام از اين مدل‌ها با توجه به ويژگي‌ها و محدوديت‌هايشان، در يك محدوده معيني كه در آن محدوده نيروهاي اعمالي به تاير خيلي زياد نباشد و همچنين تغيير شكل تاير كوچك باشد، مي‌توانند تخمين خوبي براي نيروها و گشتاورهاي تاير باشند.

مدل تاير پسچكا يكي از مناسب‌ترين مدل‌هاي موجود مي‌باشد. اين مدل تاير بر اساس رابطه جادويي كه اولين بار توسط پسچكا و همكارانش [۴] در سال ۱۹۸۷ ارائه گرديد، بنا نهاده شده است. مبناي اصلي اين رابطه بر استفاده از توابع سينوس و معكوس سينوس براي درونيابي نيروها مي‌باشد. در اين پژوهش از روابط ارائه شده در مقاله مذكور استفاده گرديد.

طراحي كنترلر

همان‌طور كه پيش از اين اشاره گرديد، از جمله اهداف اصلي طراحي سيستم كنترل ترمز ضد قفل در اين مقاله، حفظ قابليت هدايت يا مانورپذيري بهتر خودرو در ترمزهاي شديد، بخصوص در جاده‌هاي دوگانه[۹] و يا هنگام دور زدن مي‌باشد. جهت نيل به اين هدف، مقدار لغزش هر يک از چرخ‌هاي خودرو مي‌بايست به گونه‌اي تنظيم گردد كه كمترين دوران اضافي حول محور عمودي خودرو ايجاد نگردد. در اين شرايط كنترلر نبايد مقدار نيروي چسبندگي هر يک از تايرها را بطور جداگانه ماكزيمم كند، بلكه بايد با ايجاد هماهنگي بين لغزش چرخ‌ها، مقدار مطلوب سرعت دوراني حول محور عمودي خودرو را دنبال كند. مقدار مطلوب سرعت زاويه‌اي حركت چرخشي از رابطه زير كه چگونگي استخراج آن در مرجع [۵] آمده است، بدست مي‌آيد.

$$r_{des} = \frac{u\delta}{L(1 + Ku^2)}$$
(۳)

كه در آن r_{des} مقدار مطلوب سرعت زاويه‌اي حركت چرخشي، δ زاويه فرمان چرخ‌هاي جلو، u سرعت خودرو، L فاصله محورهاي جلو و عقب و K ضريب كم‌فرماني مي‌باشد.

از آنجا كه هيچ ورودي مستقلي براي كنترل سرعت زاويه‌اي چرخشي وجود ندارد، يک راه مناسب براي حفظ قابليت هدايت و پايداري جانبي خودرو، تنظيم مقدار مطلوب لغزش هر يک از چرخ‌ها مي‌باشد. به عنوان مثال هنگام ترمزگيري در يک جاده دوگانه، كنترلر مي‌بايست مقدار لغزش چرخ‌هاي طرف خشك جاده را تا جايي پايين

بياورد که نيروهاي ترمزي در دو طرف خودرو متعادل شوند و پايداري جانبي خودرو حفظ شود. از آنجا که تحليل اثر مقدار لغزش چرخ‌ها بر سرعت‌زاويه‌اي چرخشي خودرو بسيار پيچيده است و بستگي کامل به مدل تاير دارد، براي تنظيم لغزش چرخ‌ها از یک کنترلر PID استفاده شده است[۱]. اين کنترلر مقدار مطلوب لغزش چرخ‌ها را بر اساس اختلاف سرعت زاويه‌اي چرخشي با مقدار مطلوب آن و جهت سرعت زاويه‌اي چرخشي طبق روابط زير تنظيم مي‌کند:

$$e = r - r_{des}$$

(۴)

$$\varepsilon = K_I \int_0^t e\,dt + K_P e + K_D \frac{de}{dt}$$

(۵)

هنگامیکه $r_{des} \geq 0$ باشد لغزش مطلوب چرخ‌ها از رابطه (۶) و هنگامیکه $r_{des} < 0$ باشد از رابطه (۷) بدست مي‌آيند. در اين روابط $\lambda_0 = -0.125$ در نظر گرفته شد.

$$\lambda_{dfr} = \begin{cases} \lambda_0 + \varepsilon & r \geq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 - \varepsilon & r \geq 0 \ \& \ \varepsilon \leq 0 \\ \lambda_0 - \varepsilon & r \leq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 & \text{else} \end{cases}$$
$$\lambda_{dfl} = \begin{cases} \lambda_0 - \varepsilon & r \geq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 + \varepsilon & r \geq 0 \ \& \ \varepsilon \leq 0 \\ \lambda_0 + \varepsilon & r \leq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 & \text{else} \end{cases}$$
$$\lambda_{rr} = \lambda_{fr}$$
$$\lambda_{rl} = \lambda_{fl}$$

(۶)

$$\lambda_{dfr} = \begin{cases} \lambda_0 - \varepsilon & r \leq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 + \varepsilon & r \leq 0 \ \& \ \varepsilon \leq 0 \\ \lambda_0 + \varepsilon & r \geq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 & \text{else} \end{cases}$$
$$\lambda_{dfl} = \begin{cases} \lambda_0 + \varepsilon & r \leq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 - \varepsilon & r \leq 0 \ \& \ \varepsilon \leq 0 \\ \lambda_0 - \varepsilon & r \geq 0 \ \& \ \varepsilon \geq 0 \\ \lambda_0 & \text{else} \end{cases}$$
$$\lambda_{rr} = \lambda_{fr}$$
$$\lambda_{rl} = \lambda_{fl}$$

(۷)

تا اين قسمت از مبحث کنترلر که توضيح داده شد، مربوط به لايه فوقاني مي‌باشد که مقدار مطلوب لغزش هر چرخ محاسبه گرديد. جهت رسيدن به لغزش‌هاي بدست آمده، روش کنترل لغزشي را برگزيديم. دليل انتخاب اين روش مقاوم بودن آن مي‌باشد که هم در برابر عدم قطعيت-هاي مدل رياضي و هم اغتشاشات خارجي، سيستم را حفظ مي‌کند[۶]. جزئيات کامل روش کنترل لغزشي در مرجع [۷] آمده است.

هنگام ترمزگيري رابطه لغزش برابر است با:

$$\lambda = \frac{V_r - V_x}{V_x}$$

(۸)

که در آن V_x سرعت طولی خودرو و $V_r = R\omega$.

نکته قابل ذکر اين است که جهت سادگی روابط از شعاع استاتيکی به‌جای شعاع ديناميکی استفاده گرديد.

با مشتق‌گيري از رابطه (۸) و صرف‌نظر از گشتاور مقاومت غلتشي و ساده‌سازي، معادله ديناميک لغزش در حالت ترمزگيري برابر است با:

$$\dot{\lambda} = g + u_b$$
$$g = -\frac{\dot{v}_x}{v_x}(1 + \lambda) - \frac{R^2 F_x}{v_x I_w}$$
$$u_b = -\frac{R}{v_x I_w} T_b$$

(۹)

در رابطه فوق فرض مي‌گردد نامعيني‌ها فقط شامل $\dot{v}_x$ و F_x باشد و محدوده آن طبق رابطه زير مشخص مي‌گردد.

$$|g - \hat{g}| \leq G$$

(۱۰)

با توجه به اينکه معادله ديناميکي لغزش مرتبه اول مي‌باشد ($n=1$)، لذا سطح لغزش برابر است با:

$$s = \lambda - \lambda_d$$

(۱۱)

براي اينکه معادله ديناميکي روي سطح لغزش قرار گيرد، مي‌بايست ديناميک سيستم روي سطح لغزش نامتغير باشد، يعني:

$$\frac{d}{dt} s = \dot{s} = 0$$

(۱۲)

با جايگذاري از رابطه (۱۱) و (۹) و با فرض $\dot{\lambda} = 0$ ورودي كنترلي معادل برابر است با:

$$\hat{u}_{b,eq} = -\hat{g}$$
$$\hat{g} = -\frac{\hat{\dot{v}}_x}{v_x}(1+\lambda) - \frac{R^2\hat{F}_x}{v_x I_w}$$

(۱۳)

با توجه به نامعين‌هايي كه در سيستم وجود دارد، يک عبارت غير پيوسته به ورودي فوق اضافه مي‌كنيم، يعني:

$$u_b = \hat{u}_{b,eq} - k\,\mathrm{sign}(s)$$

(۱۴)

عبارت k موجود در رابطه فوق با توجه به شرط لغزش يعني رابطه (۱۵) بدست مي‌آيد.

$$\frac{1}{2}\frac{d}{dt}s^2 \le -\eta|s|$$

(۱۵)

سمت چپ رابطه برابر است با:

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}\frac{d}{dt}s^2 &= \dot{s}\cdot s = [g + u_b]s \\ &= [g + \hat{u}_{b,eq} - k\,\mathrm{sgn}(s)]s \\ &= [g - \hat{g} - k\,\mathrm{sgn}(s)]s \\ &= (g-\hat{g})s - k\,\mathrm{sgn}(s)s \\ &= (g-\hat{g})s - k|s|\end{aligned}$$

(۱۶)

با انتخاب k از رابطه زير

$$k = G + \eta$$

(۱۷)

و با توجه به رابطه (۱۰) سمت راست رابطه (۱۶) برابر است با

$$\begin{aligned}(g-\hat{g})s - k|s| &= (g-\hat{g})s - (G+\eta)|s| \\ &= (g-\hat{g})s - G|s| - \eta|s| \\ &\le -\eta|s|\end{aligned}$$

(۱۸)

بنابراين با انتخاب k طبق رابطه (۱۷) شرط لغزش برقرار مي‌باشد. بدليل وجود تابع علامت در قانون كنترلي فوق(رابطه (۱۴))، حالت نوساني و لرزش در اطراف سطح لغزش بوجود مي‌آيد. اين نوسان و لرزش مي‌بايست حذف گردد تا كنترلر بتواند بطور مطلوب عمل كند. يک روش مناسب كه در مرجع [۷] ارائه شد آن است كه ناپيوستگي كنترلر را در يک لايه نازک اطراف سطح لغزش كه آن را لايه مرزي مي‌ناميم، ملايم و نرم كنيم. عملاً براي آنكه به جاي sgn(s) تابعي قرار دهيم كه داراي خاصيت فوق باشد، از تابع اشباع كه بصورت زير تعريف مي‌گردد استفاده مي‌كنيم.

$$\mathrm{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) = \begin{cases} 1 & s > \phi \\ \frac{s}{\phi} & |s| \le \phi \\ -1 & s < -\phi \end{cases}$$

(۱۹)

تخمين پارامترها

براي پياده‌سازي الگوريتم كنترلي پيشنهادي براي سيستم ABS طراحي شده، كنترلر مي‌بايست سرعت طولي، سرعت كناري، سرعت زاويه‌اي ياو، سرعت چرخيدن چرخها، نيروي طولي تايرها، گشتاور اعمالي به چرخها و زاويه فرمان را در اختيار داشته باشد.

امروزه سنسورهايي با ويژگيهاي مناسب براي كاربرد در خودرو وجود دارند كه با استفاده از آنها مي‌توان سرعت زاويه‌اي ياو، سرعت چرخها و زاويه فرمان را بدقت اندازه-گيري كرد. گشتاور اعمالي به چرخها هم قابل اندازه‌گيري مي‌باشند. ولي براي اندازه‌گيري سرعت خودرو و نيروي تايرها، اگر چه روشهايي وجود دارد، ولي اين روشها تاكنون محدود به آزمايشهاي فني بوده و براي خودرويي كه بصورت انبوه توليد مي‌شود مناسب نيستند. از طرف ديگر شتاب‌سنجهايي با قيمت مناسب وجود دارند كه مي‌توان از آنها جهت تخمين سرعت خودرو و نيروي چسبندگي تاير استفاده كرد.

در شكل (٤) نمای کلی سيستم كنترلي نشان داده شده است.

تخمين نيروي طولي تايرها

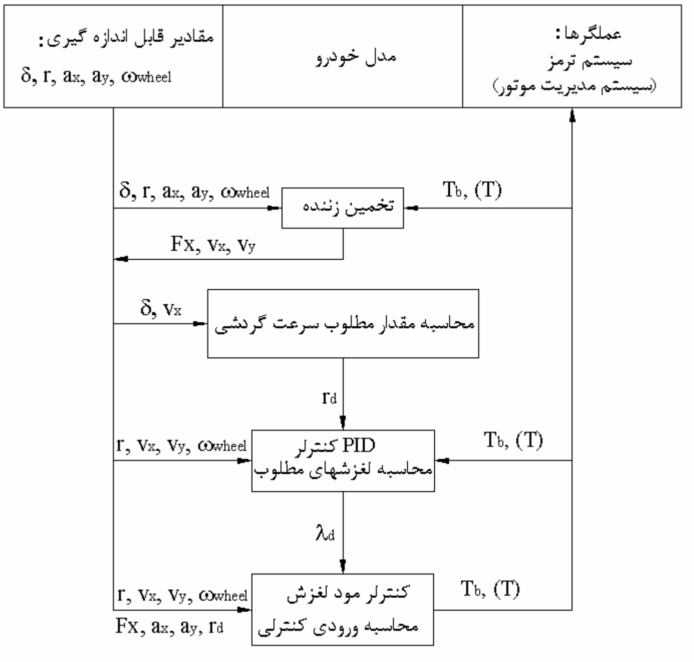
براي تخمين نيروي طولي تايرها از معادلات مربوط به مدل ساده ۷ درجه آزادي استفاده مي‌كنيم.

$$\begin{aligned}a_x = \frac{1}{m}[&(F_{xfl} + F_{xfr})\mathrm{Cos}(\delta) \\ &- (F_{yfl} + F_{yfr})\mathrm{Sin}(\delta) + F_{xrr} + F_{xrl}]\end{aligned}$$

(۲۰)

$$\begin{aligned}a_y = \frac{1}{m}[&(F_{xfl} + F_{xfr})\mathrm{Sin}(\delta) \\ &+ (F_{yfl} + F_{yfr})\mathrm{Cos}(\delta) + F_{yrr} + F_{yrl}]\end{aligned}$$

(۲۱)



شكل ۴ : ساختار سيستم كنترل.

$$\dot r = \frac{1}{I_{zz}}[(F_{xfl}+F_{xfr})L_f Sin(\delta) + (F_{yfl}+F_{yfr})L_f Cos(\delta) - (F_{yrl}+F_{yrr})L_r + (F_{xfr}-F_{xfl})\frac{T_f}{2}Cos(\delta) + (F_{yfl}-F_{yfr})\frac{T_f}{2}Sin(\delta) + (F_{xrr}-F_{xrl})\frac{T_r}{2}]$$

(۲۲)

$$\dot\omega_{fl} = \frac{(T_{tfl}-R_w F_{xfl})}{I_w} \quad \dot\omega_{fr} = \frac{(T_{tfr}-R_w F_{xfr})}{I_w}$$
$$\dot\omega_{rr} = \frac{(T_{trr}-R_w F_{xrr})}{I_w} \quad \dot\omega_{rl} = \frac{(T_{trl}-R_w F_{xrl})}{I_w}$$

(۲۳)

با توجه به اينكه اگر $\delta = 0$ باشد، آنگاه نيروي جانبي تايرها به صورت $F_{yfr}+F_{yfl}$ و $F_{yrr}+F_{yrl}$ ظاهر مي‌شود و قابل تفكيک نيز نيستند، لذا نيروي جانبي را براي محور جلو و عقب مي‌نويسيم (به‌جاي نوشتن براي هر چرخ). بنابراين سه معادله اول رابطه فوق به‌صورت زير نوشته مي‌شوند:

$$a_x = \frac{1}{m}[(F_{xfl}+F_{xfr})Cos(\delta) - F_{yf}Sin(\delta) + F_{xrr} + F_{xrl}]$$

(۲۴)

$$a_y = \frac{1}{m}[(F_{xfl}+F_{xfr})Sin(\delta) + F_{yf}Cos(\delta) + F_{yr}]$$

(۲۵)

$$\dot r = \frac{1}{I_{zz}}[(F_{xfl}+F_{xfr})L_f Sin(\delta) + F_{yf}L_f Cos(\delta) - F_{yr}L_r + (F_{xfr}-F_{xfl})\frac{T_f}{2}Cos(\delta) + (F_{xrr}-F_{xrl})\frac{T_r}{2}]$$

(۲۶)

براي تخمين به روش حداقل مربعات با فراموشي نمايي اولين قدم تشكيل مدل خطي زير است.

$$y(t) = W(t)a(t)$$

(۲۷)

$y(t)$ بردار مقادير قابل اندازه‌گيري است كه براي مدل فوق از رابطه زير بدست مي‌آيد:

$$y(t) = \left[a_x \quad a_y \quad \dot r \quad \dot w_{fr} - \frac{T_{fr}}{I_w} \quad \dot w_{fl} - \frac{T_{fl}}{I_w} \quad \dot w_{rr} - \frac{T_{rr}}{I_w} \quad \dot w_{rl} - \frac{T_{rl}}{I_w}\right]^T$$

(۲۸)

بردار $a(t)$ نيز شامل پارامترهايي مي‌باشد كه مايل به اندازه‌گيري آنها هستيم و براي سيستم مورد بررسي همان

نيروي تايرها مي‌باشد كه در رابطه زير نشان داده شده است:

$$a(t) = \begin{bmatrix} F_{xfr} & F_{xfl} & F_{xrr} & F_{xrl} & F_{yf} & F_{yr} \end{bmatrix}^T$$

(۲۹)

ماتريس W(t) نيز از رابطه زير بدست مي‌آيد.

$$W(t) = \begin{bmatrix} \frac{\cos\delta}{m} & \frac{\cos\delta}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{\sin\delta}{m} & 0 \\ \frac{\sin\delta}{m} & \frac{\sin\delta}{m} & 0 & 0 & \frac{\cos\delta}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{L_f \sin\delta - \frac{T_f}{2}\cos\delta}{I_z} & \frac{L_f \sin\delta + \frac{T_f}{2}\cos\delta}{I_z} & -\frac{T_r}{2I_z} & \frac{T_r}{2I_z} & \frac{L_f \cos\delta}{I_z} & -\frac{L_r}{I_z} \\ -\frac{R_w}{I_w} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{R_w}{I_w} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R_w}{I_w} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{R_w}{I_w} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

تخمين سرعت خودرو

براي مدل ساده ۷ درجه آزادي شتاب طولي و شتاب كناري از روابط زير بدست مي‌آيند.

$$a_x = \dot{v}_x - r v_y$$

(۳۱)

$$a_y = \dot{v}_y + r v_x$$

(۳۲)

براي تخمين v_x و v_y با استفاده از سنسورهاي شتاب طولي، شتاب كناري و سرعت زاويه‌اي ياو از تخمين‌زننده زير استفاده مي‌كنيم:

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & r_m \\ -r_m & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_{xm} \\ a_{ym} \end{bmatrix}$$

(۳۳)

كه در رابطه فوق a_{xm}، a_{ym} و r_m به‌ترتيب مقادير اندازه‌گيري شده شتاب طولي، شتاب كناري و سرعت زاويه‌اي ياو مي‌باشند، $\hat{v}_x$ و $\hat{v}_y$ نيز مقادير تخميني سرعت طولي و سرعت كناري مي‌باشند.

شبيه‌سازي و ارزيابي كنترلر

برای حل معادلات غیرخطی نهایي بدست آمده که قابل تبدیل به معادلات مرتبه اول می‌باشند از نرم‌افزارهای مختلفی می‌توان استفاده کرد. در این پژوهش از نرم‌افزار Matlab/Simulink جهت حل معادلات استفاده شد.

به منظور ارزيابي رفتار كنترلر طراحي شده از شبيه‌سازيهاي زيادي استفاده شده است، كه در زير نتايج شبيه سازي براي دو مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم و ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه آمده است.

مقادير عددي پارامترهاي بكار رفته در شبيه‌سازيها در جدول (۱) آمده است.

جدول ۱: مقادير پارامترهای بكار رفته در شبيه‌سازی.

Parameter	Content	Unit
M_s	1270	Kg
M_{uf}	95.5	Kg
M_{ur}	108.8	Kg
I_x	346.73	Kgm^2
I_y	1675.8	Kgm^2
I_z	1808.8	Kgm^2
T_f	1.4375	m
T_r	1.4375	m
L_f	1.2247	m
L_r	1.4373	m
R_w	0.285	m
I_w	1.4	Kgm^2
K_f	15400	N/m
K_r	19000	N/m
C_f	1150	N.s/m
C_r	6000	N.s/m

مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم

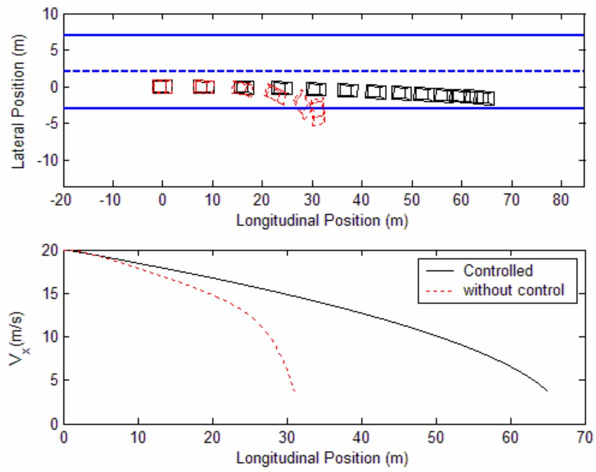
در اين مانور، خودرو با سرعت ۲۰m/s در جاده‌ي دوگانه‌اي كه ضريب اصطكاک سمت چپ خودرو ۰/۳ و سمت راست آن ۰/۸۵ مي‌باشد در حال حركت است كه در لحظه صفر ترمزگيري شديد توسط راننده صورت مي‌گيرد. در اين شرايط هدف سيستم كنترلي حفظ پايداري خودرو مي‌باشد و سيستم كنترلي مي‌بايست چرخش اضافي بوجود آمده در اثر تفاوت ضريب اصطكاكي جاده در طرفين خودرو را به حداقل برساند. همانطور كه در شكل (۵) مشاهده مي‌گردد اين انحراف به حداقل خود رسيده است. از شكل (۶) چنين برداشت مي‌شود كه شتاب طولي كاهنده در حالتي كه سيستم كنترلي فعال است كمتر از حالتي‌است كه خودرو فاقد سيستم كنترلي مي‌باشد و لذا فاصله توقف بيشتر است، چرا كه در اين شرايط هدف سيستم كنترلي حفظ پايداري خودرو است و كاهش فاصله توقف در اولويت بعدي قرار دارد. شكل (۷) نشان مي‌دهد كه خودروي كنترل شده به خوبي توانست مقدار مطلوب سرعت زاويه‌اي حركت چرخشي كه همان هدف سيستم كنترلي مي‌باشد، را دنبال كند. شكل (۸) ورودي‌هاي كنترلي (گشتاورهاي ترمزي) را نشان مي‌دهد. از شكل (۹) چنين برداشت

مي‌شود كه چرخ‌هاي سمت چپ و جلو سمت راست، در حالت خودروي فاقد سيستم كنترلي قفل مي‌شوند ولي در حالتي كه سيستم كنترلي فعال مي‌باشد، چرخ‌ها مقدار لغزش مطلوب را دنبال مي‌كنند و هرگز قفل نمي‌شوند. در اين حالت لغزش چرخ‌هاي سمت راست كه ضريب اصطكاك آن بيشتر است طوري كاهش يافته است كه پايداري خودرو حفظ گردد. همچنين اين شكل رفتار مناسب كنترلر لغزشي، جهت دنبال نمودن لغزش مطلوب بدست آمده توسط كنترلر PID را نيز نشان مي‌دهد. در شكل (۱۰) عملكرد به موقع و مناسب تخمينگر نيروهاي طولی را مي‌توان مشاهده نمود.

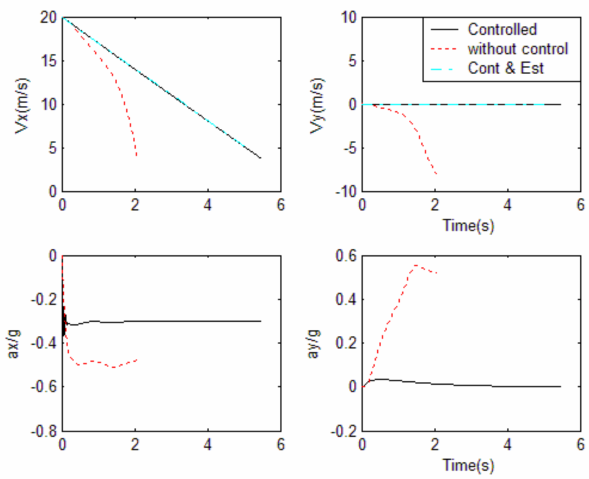
مانور ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه

در اين مانور عملكرد سيستم كنترلي طراحي شده در شرايط حدي و خطرناكي كه ممكن است رخ دهد مورد ارزيابي قرار مي‌گيرد. در اين مانور خودرو با سرعت اوليه ۲۰m/s در جاده‌ي دوگانه‌اي كه ضريب اصطكاك سمت چپ خودرو ۸۵/. و سمت راست آن ۳/. مي‌باشد شروع به حركت نموده و راننده از لحظه صفر فرمان را چنان مي‌چرخاند كه تا ثانيه اول چرخهاي جلو به اندازه ۳ درجه فرمان بگيرد. راننده عمل ترمزگيري شديد را نيز در ثانيه اول انجام مي‌دهد. شكل (۱۱) منحني مسير حركت را نشان مي‌دهد. همانطور كه از شكل پيداست خودروي فاقد سيستم كنترلي سريعاً ناپايدار شده و به دور خود مي‌چرخد و كنترل آن كاملاً از بين مي‌رود در مقابل خودروي مجهز به سيستم كنترلي پيشنهادي، رفتار بسيار مناسبي از خود نشان مي‌دهد.

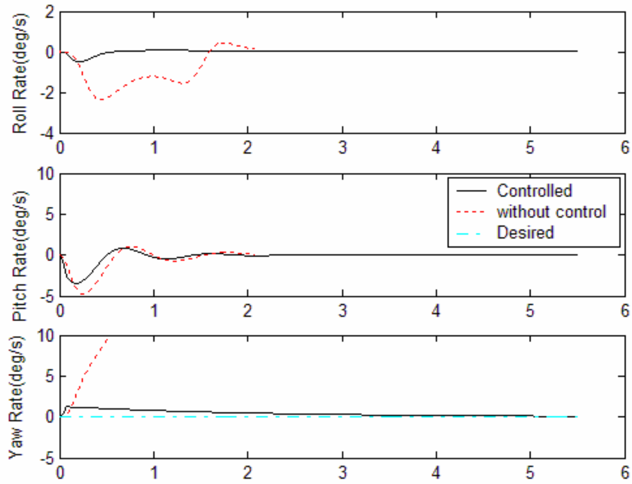
در شكل (۱۴) ورودي‌هاي كنترلي آمده است. شكل (۱۵) رفتار مناسب كنترلر لغزشي، جهت دنبال نمودن لغزش مطلوب بدست آمده توسط كنترلر PID را نشان مي‌دهد. شكل (۱۶) نيز رفتار به موقع و مناسب تخمين‌زننده را در تخمين پارامترها نشان مي‌دهد.



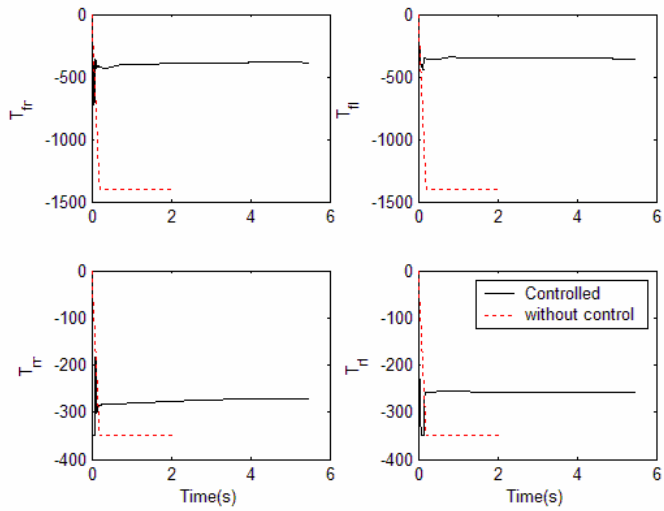
شكل۵ : منحني مسير حركت خودرو مربوط به مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم.



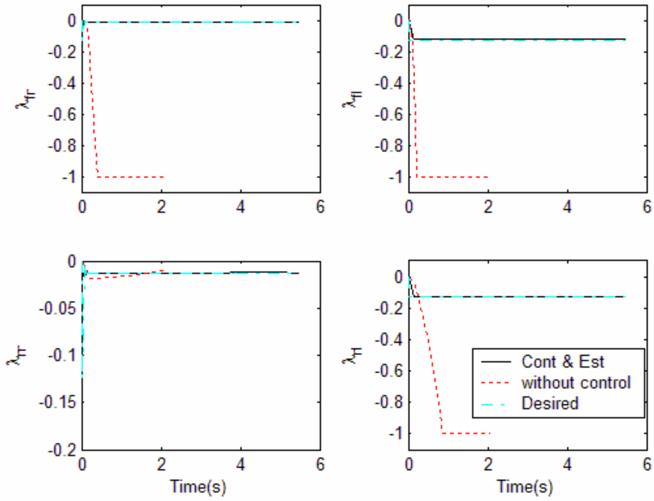
شكل ۶ : منحني‌سرعت و شتاب مركز جرم خودرو مربوط به مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم.



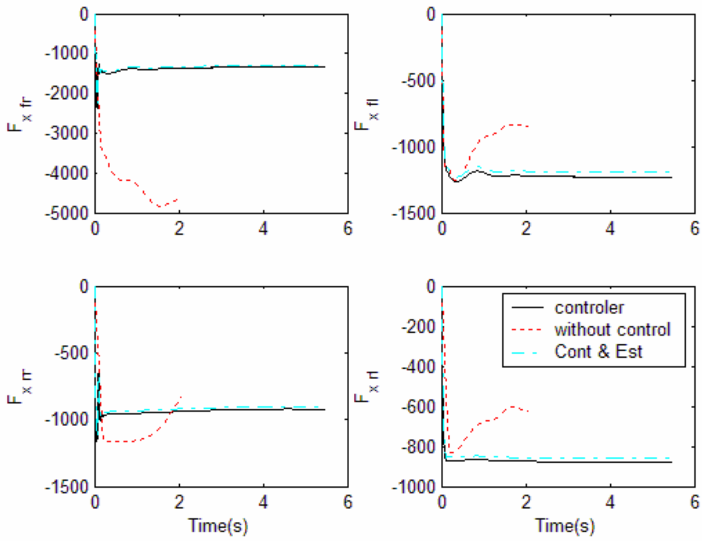
شكل ۷ : منحني سرعت‌هاي دوراني جرم فنربندي شده مربوط به مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم .



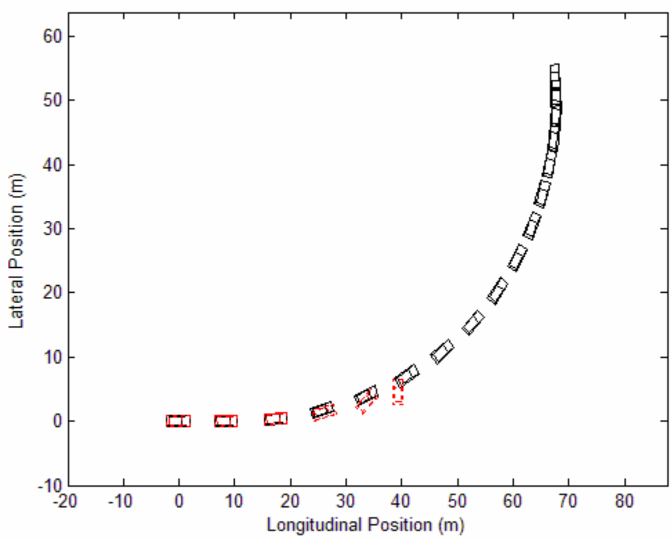
شكل ۸ :منحني گشتاور ترمزي چرخ‌ها مربوط به مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم.



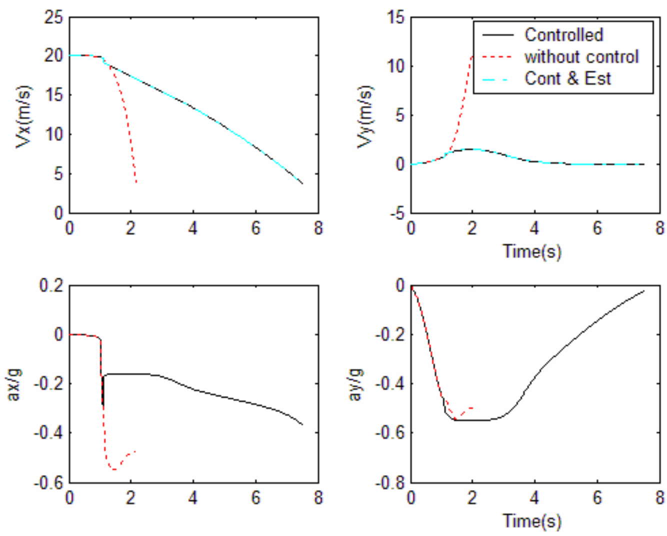
شكل ۹ : منحني‌نسبت لغزش چرخ‌ها مربوط به مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم .



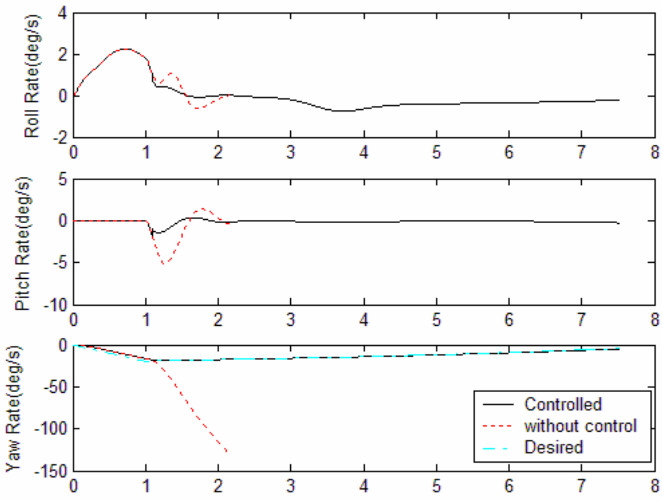
شكل ١٠ : منحني نيروي طولي تايرها مربوط به مانور ترمزگيري شديد در جاده دوگانه مستقيم.



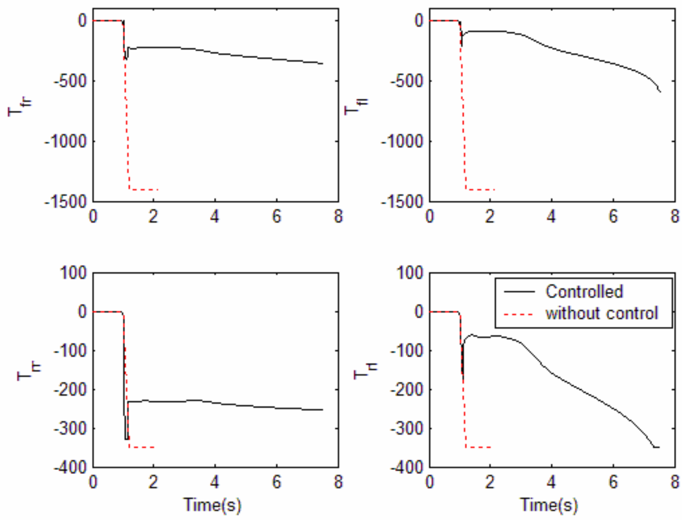
شكل ١١: منحني مسير حركت خودرو مربوط به مانور ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه.



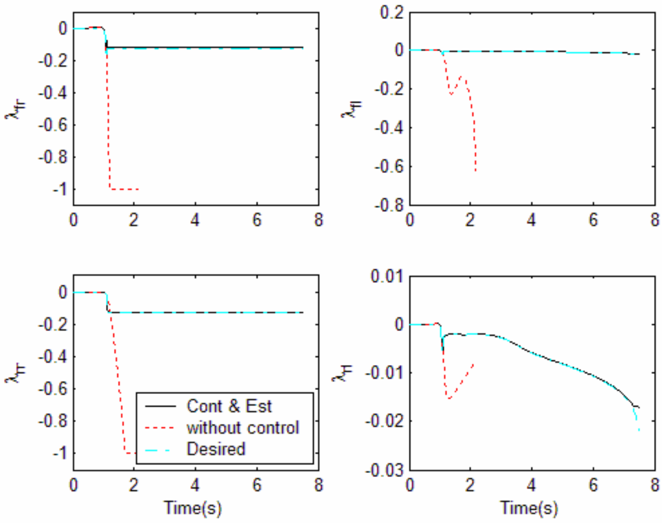
شكل ١٢ : منحنيسرعت و شتاب مركز جرم خودرو مربوط به مانور ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه.



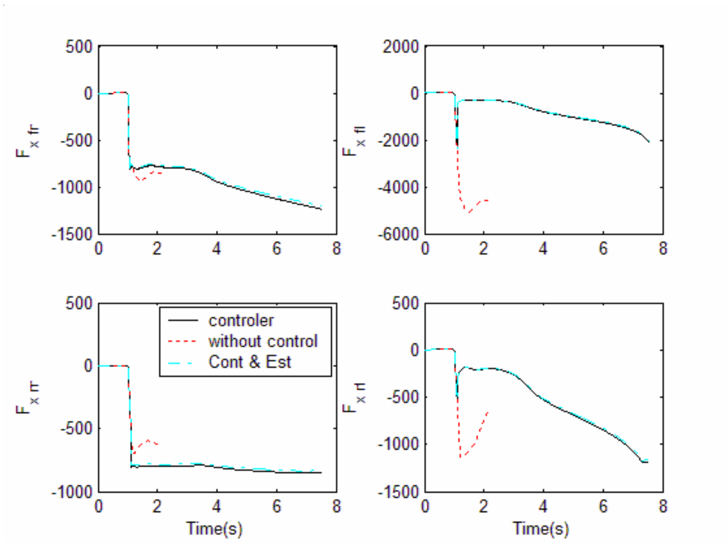
شکل ۱۳: منحني سرعت‌هاي دوراني جرم فنربندي شده مربوط به مانور ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه.



شکل ۱۴: منحني گشتاور ترمزي چرخ‌ها مربوط به مانور ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه.



شکل ۱۵: منحني‌نسبت لغزش چرخ‌ها مربوط به مانور ترمزگيري شديد هنگام دور زدن در جاده دوگانه.



شکل ۱۶: منحني نیروي طولي تایرها مربوط به مانور ترمزگیري شدید هنگام دور زدن در جاده دوگانه.

نتیجه‌گيري

در مقاله حاضر یک سیستم کنترل ABS توسعه یافته طراحي گردید که با استفاده از ترکیب منطق کنترل PID و SMC توانستیم پایداري و فرمان‌پذیري خودرو را به هنگام ترمزگیري در شرایط بحراني بهبود دهیم و خودرو را به مسیر دلخواه راننده هدایت کنیم.

مراجع

1 - Kazemi Reza, (2001). *Vehicle Slip Adaptive Robust Control*, PhD Thesis, Amirkabir University of Technology.

2 - Mahmoodi Larimi, S. E, (2005). *ESP Controller Design for a Passenger Car*, MSc Thesis, K.N.Toosi University of Technology.

3 - Gillespie, T. D. (1992). "Fundamental of vehicle dynamics." *Warredafe*, PA: SAE.

4 - Pacejca, H. B., Bakker, E. and Nybory, L. (1987). "Tire modeling for use in vehicle dynamic studies." *SAE*.

5 - Wong, J. Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, Inc.

6 - Buckholtz, K. R. (2002). "Refrence input wheel slip tracking using sliding mode control." *SAE* paper No. 2002-01-0301.

7 - Slotine, J. J. and Li, W. (1992). *Applied Nonlinear Control*, 1st ed. Pretice Hall International.

واژه‌هاي انگلیسي به ترتیب استفاده در متن

1 - Anti Lock Brake System
2 - Wheel Slip
3 - Sliding Mode Control
4 - Least Squares with Exponential Forgetting
5 - Longitudinal
6 - Lateral
7 -Yaw
8 - Rolling Resistance
9 - Spilit