



بکارگیری سیستم کستر فعال به منظور بهبود فرمان پذیری خودرو

بهروز مشهدی^{1*}، پارسا سلامی پور²

1- دانشیار، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* تهران، 16846-13114، b_mashhadi@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 04 اردیبهشت 1394

پذیرش: 03 مرداد 1394

ارائه در سایت: 27 مرداد 1394

کلید واژگان:

دینامیک خودرو

سیستم فرمان

زاویه کستر

کستر متغیر

کنترل فازی

چکیده

در این مقاله به بررسی تأثیر تغییرات زاویه کستر روی دینامیک حرکت جانبی خودرو پرداخته شده است. بدین منظور از یک مدل جامع غیرخطی خودرو استفاده شده است. همچنین بعلا نقاش اساسی سیستم فرمان در دینامیک حرکت خودرو، معادلات دینامیکی این سیستم که از روش دینامیک پیشرفته کین حاصل شده‌اند، بیان گردیده، و همراه با سایر معادلات حرکت خودرو، در مجموع یک مدل جامع و غیرخطی 9 درجه آزادی، شامل مدل تأیر فرمول جادویی، برای انجام شبیه‌سازی‌ها در اختیار می‌گذارد. در گام بعد با اجرای شبیه‌سازی‌های متعدد تأثیر تغییر زاویه کستر بر روی پاسخ حالت پایدار خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس اطلاعات بدست آمده از چنین تحلیلی یک کنترلر فازی برای کنترل زاویه کستر طراحی شده است. کنترلر بر مبنای خطای سرعت زاویه‌ای چرخشی خودرو و شتاب جانبی آن، مقدار زاویه کستر (و به تبع آن دنباله مکانیکی) مورد نیاز را برای پایدار سازی وضعیت حرکت خودرو در اختیار قرار می‌دهد. مقادیر مطلوب حرکتی بر مبنای مقادیر پایدار متغیرهای وضعیت، برای مدل خودروی دو-چرخ حاصل شده‌اند و مقدار زاویه کستر کنترلی نیز در بازه‌ای معقول و متداول محدود گشته‌است. همچنین عملکرد کنترلر کستر طراحی شده، با اجرای شبیه‌سازی مانورهای بحرانی و سنگین مورد آزمایش، و با خودروی بدون کنترلر مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهند که کنترلر زاویه کستر قابلیت بالایی در بهبود و پایدار سازی وضعیت‌های بحرانی خودرو دارد و بخوبی مقادیر مطلوب حرکتی را دنبال می‌کند.

Using active caster for the enhancement of vehicle handling dynamics

Behrouz Mashadi*, Parsa Salamipour

Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

* P.O.B. 1684613114 Tehran, Iran, b_mashhadi@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 24 April 2015

Accepted 25 July 2015

Available Online 18 August 2015

Keywords:

Vehicle dynamics

Steering system

Caster angle

Variable Caster

Fuzzy logic control

ABSTRACT

In the present study, an active caster mechanism is introduced which will lead to improvement of the vehicle handling characteristics. In the presented survey, a 9-DOF nonlinear vehicle model which consists of steering system dynamic equations (which were derived by means of Kane dynamics method) and also the Magic Formula tyre model are being utilized for the simulation purposes. The relevant influences of the caster angle variations on the steady state response of the vehicle were investigated at the first step of the analyses. With respect to the results which were achieved by the mentioned approach, a fuzzy logic controller (FLC) was designed for controlling the caster angle. According to the yaw rate error (which will be defined as the difference between the actual and theoretically desired values), and the vehicle lateral acceleration, the mentioned controller alters the caster angle in order to attain a stable state of the vehicle. The desired dynamic motion of the vehicle is assumed to be in the form of the steady motion of the two-wheel model. Here, it is worth mentioning that the variations of the caster angle were limited in a conventional range. During some critical maneuvers, the performance of the caster angle controller was surveyed and the outcomes were compared with the uncontrolled vehicle. The results Show that the caster variation controller provides substantial capability to improve vehicle handling characteristics.

1- مقدمه

فعال بطور رایج به سیستم‌هایی اطلاق می‌شود که بصورت اتوماتیک احتمال وقوع تصادف را کاهش می‌دهند. این سیستم‌ها با کنترل دینامیک طولی یا جانبی، به راننده در کنترل هرچه بیشتر خودرو کمک می‌کنند. سیستم‌های ایمنی فعال که دینامیک جانبی خودرو را کنترل می‌کنند، پایداری و فرمان‌پذیری خودرو را در شرایطی مانند فرمان دادن ناگهانی و یا حرکت خودرو روی جاده لغزنده، حفظ می‌نمایند. از میان این

طی بیست سال گذشته صنعت خودرو با تمرکز بر افزایش ایمنی خودرو و سرنشینان، پیشرفت‌های چشمگیری داشته است. کنترل و پایداری خودرو بخصوص در شرایط مختلف مانوردهی از جمله مواردی است که در افزایش ایمنی خودرو بسیار تأثیر گذار است [1]. در مهندسی خودرو، عبارت ایمنی

Please cite this article using:

B. Mashadi, P. Salamipour, Using active caster for the enhancement of vehicle handling dynamics, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 322-332, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

سیستم‌های ایمنی فعال، سیستم کنترل گشتاور چرخشی مستقیم¹ و فرمان فعال² از روش‌های مؤثر در کنترل دینامیک جانبی خودرو می‌باشند و بنابراین در سال‌های اخیر بیشتر مورد مطالعه و توجه محققین قرار گرفته‌اند.

این سیستم‌ها به ترتیب با ایجاد نیروهای طولی و عرضی درتایرها، گشتاور چرخشی خودرو و در نتیجه سرعت زاویه‌ای چرخشی و زاویه لغزش جانبی خودرو را کنترل می‌نمایند. از این رو این سیستم‌ها با عنوان کلی سیستم‌های کنترل پایداری چرخشی³ نامیده می‌شوند [2]. هرچند سیستم‌های ذکر شده کارایی بسیار مناسبی در پایداری خودرو دارند، اما به علت اینکه هرکدام از آن‌ها در محدوده‌های مشخص عملکردی تأثیر قابل استفاده می‌باشند، و یا در برخی مانورها کارایی لازم را ندارند، سیستم‌هایی که قابلیت برطرف کردن این نقایص را داشته باشند مورد استقبال هستند. در سال‌های اخیر همزمان با بسط و ارائه سیستم‌های کنترل گشتاور چرخشی، توجه خاصی نیز به هندسه چرخ و تایر و زوایای عملکردی آن شده است و قابلیت بهبود وضعیت حرکتی خودرو از طریق تغییر لحظه‌ای این زوایا مورد بررسی قرار گرفته است [3].

در این زمینه طراحان و محققان همواره به نقش دینامیک و هندسه مجموعه چرخ در پایداری و فرمان‌پذیری خودرو اشاره کرده‌اند. به عنوان مثال در سال 2012 نخعی جزار و همکارانش در مقاله‌ای به بررسی سینماتیک یک سیستم هوشمند کستر⁴ متغیر برای خودروها پرداخته‌اند. در این مقاله چنین عنوان شده است که با توجه به ثابت بودن زاویه لغزش جانبی تایر در هنگام پیچیدن حالت پایدار، آنچه که در مقدار نیروی جانبی سهمیم است زاویه کمبر می‌باشد و لذا تلاش بر بهبود و تصحیح مقدار نیروی عرضی با تصحیح این زاویه بوده است. برای کنترل زاویه کمبر، سعی شده است که با توجه به ارتباط سینماتیکی بین زوایای کمبر و کستر، با مکانیزمی زاویه کستر تغییر و تحت کنترل قرار گیرد [4]. هرچند مقادیر نیروی جانبی تولیدی در اثر زاویه کمبر حدوداً یک مرتبه از مقادیر تولیدی توسط زاویه لغزش جانبی تأثیر پایین‌تر است و بنظر می‌رسد استفاده از ایده تغییر کستر بدین طریق تأثیر چندانی بر پاسخ‌های دینامیکی خودرو نداشته باشد. همچنین در سال 2010 لی از شرکت هیوندای کره از ایده کستر متغیر اما اینبار با هدف و نگرشی متفاوت استفاده کرده است. مشکل مطرح شده تمایل یا به اصطلاح کشیده شدن خودرو به یک سمت، هنگام حرکت روی شیب‌های عرضی بوده که این اتفاق منجر به انحراف خودرو از مسیر مستقیم، و پایداری خود می‌شود. راه حل پیشنهاد شده، تصحیح و تغییر فعال کستر چرخ‌های چپ و راست، از طریق یک سیستم هیدرولیکی مرتبط با هر دو چرخ بوده است [5]. بعلاوه در سال 1998 لیو از شرکت هیوندای کره با ارائه مکانیزمی برای تغییر و کنترل زاویه کستر، به افزایش قابلیت مانوردهی و فرمان‌پذیری خودرو با تغییر فعال این زاویه متناسب با سرعت خودرو اشاره کرده است [6].

با توجه به مطالب فوق می‌توان مشاهده کرد که در کارهای صورت گرفته قبلی هدف اصلی افزایش قابلیت‌های فرمان دادن خودرو است و همگی از نقش زاویه کستر در تحقق این امر استفاده کرده‌اند، اما اکثر مراجع ذکر شده، شامل چند اختراع می‌باشند که شاید چندان جنبه پژوهشی نداشته باشند. بعلاوه در اختراعات بیشتر به شرح عملکرد فیزیکی اجزای سیستم پرداخته می‌شود و از ذکر جزئیات منطق حاکم بر سیستم صرفنظر می‌شود.

در زمینه کارهای پژوهشی صرفاً یک مقاله مرتبط به موضوع وجود دارد که مربوط به سال 2012 می‌باشد که بطور مختصر به آن اشاره شد. لازم بذکر است در مقاله مذکور صرفاً به سینماتیک زوایای چرخ و بدون مدل‌سازی سیستم فرمان پرداخته شده، و سیستم کنترلی برای بهبود دینامیک خودرو ارائه نگردیده است.

در مقاله پیش رو هدف از ایده تغییر زاویه کستر، تغییر دنباله مکانیکی⁵ چرخ و در نتیجه تولید گشتاور مضاعف حول محور کینگ-پین است. در دینامیک خودرو تولید گشتاور اصلاحی به هر شکل، باعث بهبود متغیرهای وضعیت و در نتیجه شرایط حرکت خودرو می‌شود. بعلاوه برای ایجاد تغییرات زاویه کستر، با یافتن تأثیر این تغییرات روی پاسخ حالت پایدار، یک کنترلر نیز برای سیستم طراحی شده است. بنابراین از لحاظ امر پژوهش می‌توان گفت موضوع مورد بحث ایده ای جدید و به‌روز است.

2- مدل‌سازی

برای بررسی تأثیر تغییرات زاویه کستر بر روی دینامیک خودرو وجود یک مدل جامع برای بررسی دینامیک خودرو الزامی است. در واقع مدلی از خودرو لازم است که در آن علاوه بر بخشهای مربوط به حرکت خودرو که غالباً در مدل‌های دینامیک خودرو بکار می‌رود، امکان اعمال تغییرات در زاویه کستر سیستم فرمان نیز فراهم گردد.

2-1- معرفی مدل خودرو

مدل‌سازی خودرو برای شبیه‌سازی و ارزیابی رفتار حرکتی آن لازم می‌باشد. بنابراین یک مدل جامع باید بتواند خواص اصلی سیستم را بخوبی بیان کند. با توجه به کارهای زیادی که در زمینه مدل‌سازی دینامیک حرکت خودرو صورت گرفته، مدل مورد نظر باید شامل ویژگی‌های غیرخطی سیستم و دارای درجات آزادی حرکت صفحه‌ای، رول بدنه، سیستم فرمان و نیز دینامیک دورانی چرخ‌ها باشد. بنابراین مدل استفاده شده در مجموع دارای 9 درجه آزادی شامل سرعت طولی (u)، سرعت جانبی (v)، نرخ یا سرعت زاویه‌ای گردشی خودرو (r)، زاویه رول بدنه (یا جرم رول کننده) (ϕ)، چهار درجه آزادی مربوط به سرعت دورانی چرخ‌ها (ω_i) و زاویه فرمان سرچرخ (δ) می‌باشد. لازم به ذکر است که در این مدل زاویه غربلیک فرمان به عنوان ورودی اصلی است و زاویه کستر نیز به عنوان ورودی دوم می‌باشد. این موضوع در بخش مدل‌سازی سیستم فرمان مورد بررسی دقیق‌تر قرار خواهد گرفت. شکل 1 شماتیک مدل مورد نظر، محورهای مختصات مربوطه و نیروهای خارجی وارد بر خودرو را نشان می‌دهد.

با توجه به شکل 1، معادلات دینامیک طولی، عرضی و رول خودرو در دستگاه متصل به مرکز جرم بصورت (1) تا (4) حاصل می‌شوند [2]:

$$m(\dot{u} - rv) = \sum F_x \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + ru) + m_s h_s \ddot{\phi} = \sum F_y \quad (2)$$

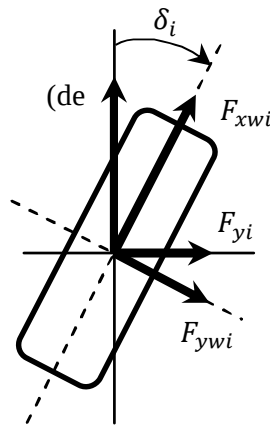
$$I_{zz} \dot{r} - I_{xz} \ddot{\phi} = \sum M_z \quad (3)$$

$$I_{xx} \ddot{\phi} + m_s h_s (\dot{v} + ru) = \sum M_x \quad (4)$$

که معادله (4) با فرض موازی بودن محور رول با زمین بدست آمده است.

1- Direct Yaw Control (DYC)
2- Active Steering Control (ASC)
3- Yaw Stability Control (YSC)
4- Caster Angle

5- Mechanical trail



شکل 2 رابطه بین نیروهای تایر در دستگاه مختصات متصل به تایر و خودرو

شد، لذا در نظر گرفتن مدل سیستم فرمان خودرو برای بررسی رفتار دینامیک جانبی آن لازم می‌باشد. در شکل 3 نمای کلی یک سیستم فرمان متداول پینیون - دنده‌شانه معمولی و چارچوب‌های مرجع مورد نظر نشان داده شده است.

گشتاور ورودی از سمت راننده به سیستم فرمان M_{SW} می‌باشد که باعث ایجاد زاویه غریبک فرمان δ_{SW} می‌شود. زاویه ورودی جعبه فرمان نیز با δ_C نمایش داده شده است. این زاویه از طریق دنده شانه موجب حرکت خطی نقطه T می‌شود که با X_T مشخص شده است. در ادامه و از طریق میله‌های کششی نقطه Q به اندازه X_Q جابجا و موجب حرکت زاویه‌ای چرخ حول محور کینگ پین بانداژه δ_S می‌شود. در این میان سختی پیچشی ستون فرمان (K_C) و سختی‌های محوری میله‌های کششی (K_L) نیز در نظر گرفته شده‌اند. همچنین زاویه انحراف کینگ‌پین از محور عمودی با θ_K و زاویه کستر با σ نشان داده شده است. X_C نیز فاصله طولی امتداد کینگ‌پین با مرکز تماس تایر را مشخص می‌کند که دنباله مکانیکی نامیده می‌شود. در این مقاله مدل‌سازی سیستم فرمان با استفاده از روش کین² حاصل شده است که مطابق روابط زیر می‌باشند (جزئیات بیشتر در مرجع [3] آمده است):

$$I_{SW}(\ddot{\delta}_{SW} + \dot{r} \sin \theta) = M_{SW} - B_{SW}\dot{\delta}_{SW} - K_{SS}(\delta_{SW} - N_G \delta) \quad (10)$$

$$I_W(\ddot{\delta}_S + \dot{r} \cos \sigma) = H - B_K \dot{\delta}_S - K_{SS}(N_G \delta_S - \delta_{SW})N_G - 2 \frac{I_W U \sin \sigma}{r_W} r \quad (11)$$

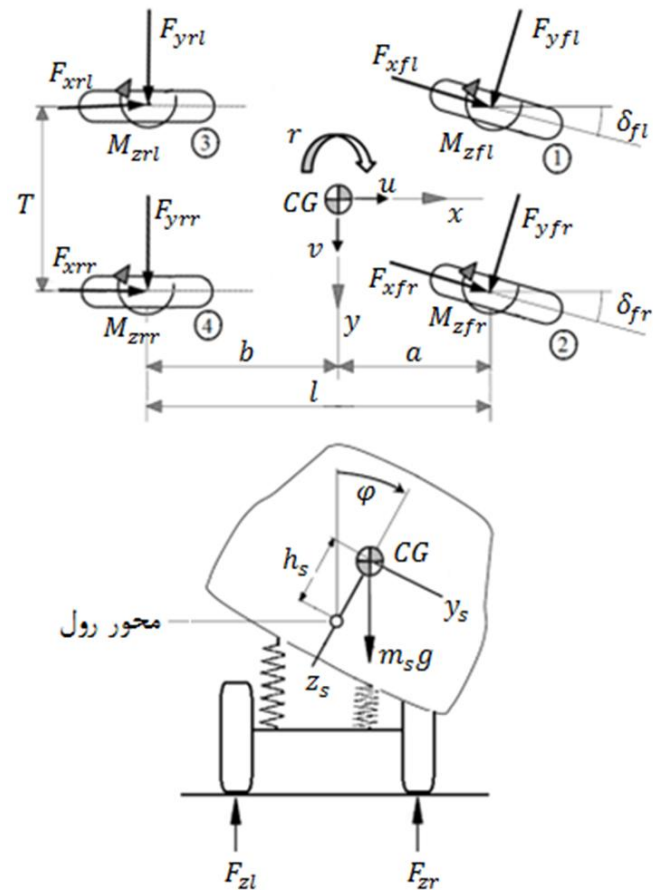
$$H = \cos \sigma (M_{zfl} + M_{zfr} - X_C(F_{yfl} + F_{yfr})) \quad (12)$$

در رابطه (12) H ، مجموع نیروها و گشتاورهای خارجی تایر حول محور کینگ‌پین است. همچنین K_{SS} سختی پیچشی معادل سیستم فرمان، و N_G نسبت کلی سینماتیکی زاویه ورودی غریبک به زاویه خروجی حول کینگ پین را مشخص می‌کنند و بفرم روابط (13) و (14) می‌باشند:

$$K_{SS} = \frac{K_C K_L R^2}{K_C + K_L R^2} \quad (13)$$

$$N_G = \frac{L}{R} \quad (14)$$

علاوه بر آن‌ها، I_{SW} و I_W بترتیب نشان‌دهنده ممان اینرسی غریبک فرمان و چرخ حول محورهای دورانشان، و B_{SW} و B_K نیز بیانگر ضرایب دمپینگ حول همان محورها هستند. همچنین شعاع مؤثر چرخ می‌باشد. ثوابت L و R نیز به ترتیب معرف نسبت حرکت خطی دنده شانه به زاویه ورودی جعبه دنده و نسبت حرکت خطی میله کششی به دوران چرخ حول محور کینگ‌پین می‌باشند. در اینجا ذکر این نکته ضروری است که ورودی سیستم فرمان در اصل گشتاور دست راننده M_{SW} است، اما با توجه به اینکه



شکل 1 مدل 9 درجه آزادی خودرو [3]

همچنین در روابط بالا، $\sum M_x$ ، $\sum M_z$ ، $\sum F_y$ ، $\sum F_x$ ، به ترتیب نیروهای طولی، عرضی و گشتاورهای خارجی وارد بر خودرو حول محور عمودی و محور رول می‌باشند که بفرم (5) تا (8) تعریف می‌شوند:

$$\sum F_x = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (5)$$

$$\sum F_y = F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (6)$$

$$\sum M_z = a(F_{yfl} + F_{yfr}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{t}{2}[(F_{xfl} + F_{xrl}) - (F_{xfr} + F_{xrr})] + \sum M_{zi} ; i = 1, 2, 3, 4 \quad (7)$$

$$\sum M_x = (m_s g h_s - K_\phi) \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad (8)$$

در روابط فوق M_{zi} ، F_{yi} ، F_{xi} نیروهای طولی و عرضی و گشتاور همسوگر ایجاد شده در هر یک از تایرها می‌باشند. البته برای استفاده از این روابط، بدلیل وجود زاویه فرمان در سر چرخ مطابق شکل 2، نیروهای طولی و عرضی هر تایر که در دستگاه متصل به تایر قرار دارند، باید بفرم (9) به دستگاه متصل به مرکز جرم تبدیل شوند:

$$\begin{Bmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta_i & -\sin \delta_i \\ \sin \delta_i & \cos \delta_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{xwi} \\ F_{ywi} \end{Bmatrix} ; i = 1, 2, 3, 4 \quad (9)$$

همچنین در رابطه (8) K_ϕ و C_ϕ به ترتیب سختی و ضریب میرایی پیچشی خودرو حول محور رول می‌باشند که مقادیر آن‌ها وابسته به سختی هر یک از فنرها، سختی پیچشی میله‌های ضد رول¹ و ضریب میرایی دمپر سیستم تعلیق جلو و عقب خودرو است.

2-2- مدل‌سازی سیستم فرمان

هدایت جانبی یک خودرو بطور متداول از طریق سیستمی صورت می‌گیرد که امکان کنترل روی چرخ‌های جلو را فراهم کند. سیستم فرمان در یک خودرو چنین نقشی را ایفا می‌کند و ورودی دست راننده به غریبک را به زاویه فرمان چرخ‌های جلو تبدیل می‌کند [7]. علاوه بر این، با توجه به اینکه متغیر کنترلی مورد نظر یا همان زاویه کستر، در مدل سیستم فرمان ظاهر خواهد

$$d_i = \begin{cases} a & ; i = 1, 2 \\ b & ; i = 3, 4 \end{cases} \quad (18)$$

که در آن سرعت طولی هر تایر بفرم (۱۹) می باشد:

$$u_{wi} = \left(u - \frac{1}{2}(-1)^i Tr \right) \cos \delta_i + (v + d_i r) \sin \delta_i \quad (19)$$

همچنین تأثیر تأخیر زمانی نیروی عرضی تایر بصورت یک تأخیر درجه اول لحاظ شده است:

$$\tau \dot{F}_{ywi} + F_{ywi} = F_{ywss} \quad (20)$$

در رابطه (۲۰) نیروی عرضی تایر در حالت پایدار بوده و τ ثابت زمانی معادله دیفرانسیل فوق مطابق رابطه (۲۱) تعریف می شود:

$$\tau = \frac{R_w L_y}{u} \quad (21)$$

که $R_w L_y$ طول وارفتگی عرضی تایر نام دارد [۱۱].

برای محاسبه لغزش طولی تایر نیاز به سرعت دورانی چرخ می باشد. لذا معادله دیفرانسیل دینامیک دورانی چرخ ها بصورت (۲۲) است:

$$J_w \frac{d\omega_i}{dt} = T_w - F_{xwi} R_w \quad ; i = 1, \dots, 4 \quad (22)$$

که ω_i ، J_w و T_w به ترتیب سرعت زاویه ای دورانی، ممان اینرسی دورانی و گشتاور چرخ i ام می باشند.

آخرین ورودی مدل تایر، یعنی نیروی عمودی هر تایر، در طول یک مانور دینامیکی، با استفاده از یک تحلیل شبه استاتیکی از جمع نیروی عمودی تایر در حالت استاتیکی به اضافه اثرات انتقال بار ناشی از شتاب طولی و جانبی و زاویه رول بدنه محاسبه می گردد. بنابراین نیروی عمودی تایرهای خودرو در طول مانور دینامیکی از روابط (۲۳) و (۲۴) بدست می آیند:

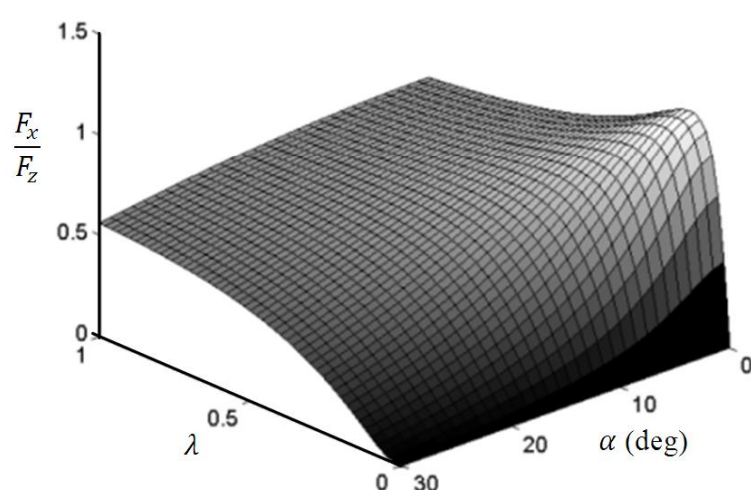
$$F_{zi} = \frac{mgb}{2l} - \frac{ma_x h}{2l} - (-1)^i K_R \left\{ \frac{ma_y h}{T} - \left(\frac{m_s g h_s}{T} \right) \sin \varphi \right\} ; i = 1, 2 \quad (23)$$

$$F_{zi} = \frac{mga}{2l} + \frac{ma_x h}{2l} - (-1)^i (1 - K_R) \left\{ \frac{ma_y h}{T} - \left(\frac{m_s g h_s}{T} \right) \sin \varphi \right\} ; i = 3, 4 \quad (24)$$

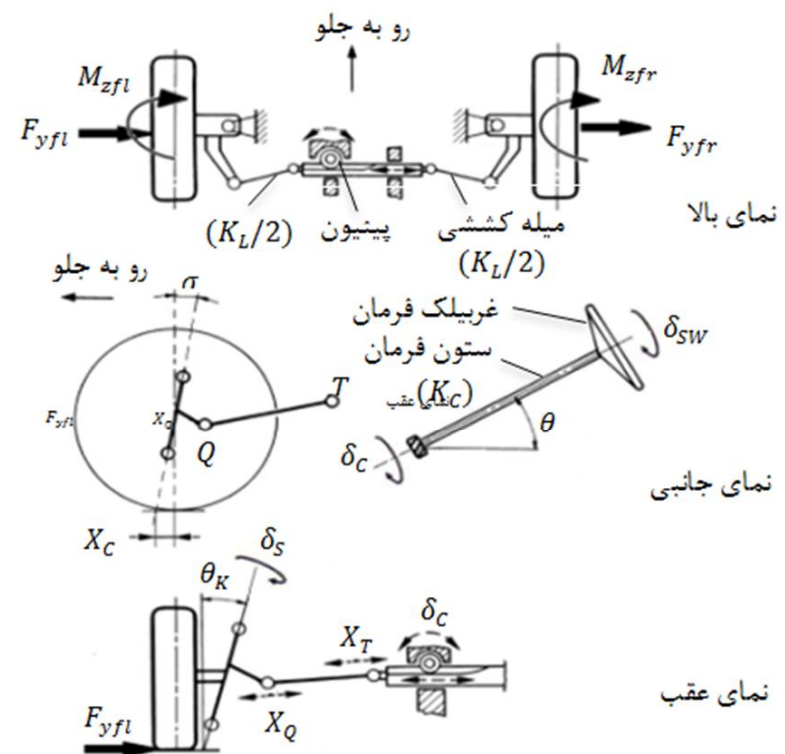
در روابط (۲۳) و (۲۴)، h ارتفاع مرکز جرم خودرو و K_R نسبت سختی پیچشی رول محور جلو نسبت به کل سختی پیچشی رول کل خودرو می باشند. a_x و a_y نیز به ترتیب شتابهای طولی و عرضی وارد به مرکز جرم خودرو می باشند.

۳- تأثیر تغییر زاویه کستر بر رفتار دینامیکی خودرو

در اکثر روش های کنترل دینامیک خودرو که بر مبنای اعمال گشتاور اصلاحی خارجی کار می کنند، متداول است که مقدار این گشتاور، در معادله مربوط به دینامیک جانبی خودرو، معادله (۳)، لحاظ شود. اما با توجه به اینکه



شکل ۴ نیروی طولی تایر بر حسب لغزش طولی و زاویه لغزش جانبی آن



شکل ۳ شماتیک سیستم فرمان دنده شانه و نیروهای خارجی اعمال شده به آن

اکثر خودروهای امروزی مجهز به سیستم های توان کمکی هستند، عملاً گشتاور اعمالی از سوی راننده مقداری ناچیز خواهد بود و می توان با دقت خوبی فرض کرد که در تمام مانورها صرفاً یک زاویه بعنوان ورودی فرمان اعمال می شود. در چنین حالتی که به آن کنترل ثابت سیستم گفته می شود [۷]، زاویه δ_{sw} دیگر یک متغیر حالت نبوده و صرفاً ورودی سیستم می باشد. بنابراین با صرف نظر کردن از معادله (۱۰)، معادله (۱۱) بعنوان آخرین معادله به معادلات حرکت خودرو اضافه می شود.

۳-۲- مدل تایر

در حل معادلات دیفرانسیل مدل خودرو که در قسمت قبل به آن اشاره شد، به مدلی برای بدست آوردن نیروهای طولی، عرضی و گشتاور همسوگر تایر نیاز است. یکی از مدل های غیرخطی تایر که در بیشتر شبیه سازی های دینامیک خودرو کاربرد دارد، مدل تایر فرمول جادویی^۱ معروف به مدل تایر پشکا^۲ بفرم زیر می باشد [۸]:

$$[F_{xwi}, F_{ywi}, M_{zwi}] = f(\lambda_i, \alpha_i, \gamma_i, F_{zi}) ; i = 1, \dots, 4 \quad (15)$$

که در آن f یک تابع غیرخطی بر حسب لغزش طولی λ_i ، لغزش جانبی α_i ، زاویه کمبر چرخ ها γ_i و بار روی تایر F_{zi} است. پارامترهای مدل تایر به نوع تایر و شرایط جاده بستگی دارند و از روی داده های آزمایشگاهی بدست می آیند. این داده ها برای هر مدل تایر با استفاده از تست های متنوع در شرایط مختلف بارگذاری و جهت گیری تایر استخراج می گردند [۹]. شکل های ۴ و ۵ به ترتیب نیروهای طولی و عرضی بدست آمده از فرمول جادویی را نشان می دهد که نسبت به نیروی عمودی تایر نرمال شده اند. لغزش طولی و زاویه لغزش جانبی تایر برای تایر i ام ($i = 1, \dots, 4$) به صورت (۱۶) تا (۱۸) مشخص می گردند [۱۰]:

$$\lambda_i = \begin{cases} -1 + \frac{R_w \omega_i}{u_{wi}} & (\text{ترمزگیری}) \\ 1 - \frac{u_{wi}}{R_w \omega_i} & (\text{شتابگیری}) \end{cases} \quad (16)$$

$$\alpha_i = \delta_f - \tan^{-1} \left(\frac{v + d_i r}{u - \frac{1}{2}(-1)^i Tr} \right) \quad (17)$$

1- Magic Formula
2- Pacejka

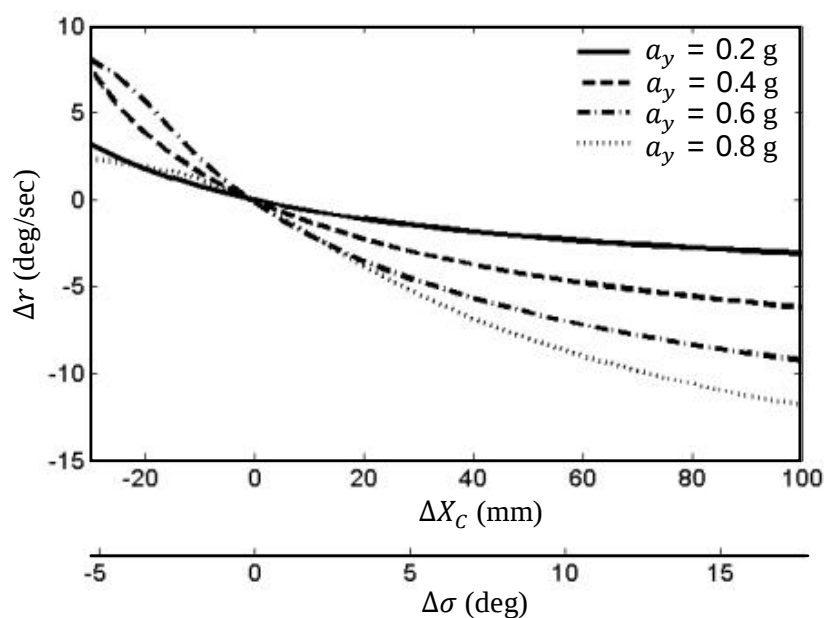
خشک (ضریب اصطکاک 1) در حال حرکت باشد. با اعمال زاویه ورودی فرمان در گستره 20 تا 120 درجه، شرایط تریم اولیه ایجاد شده و سپس در هر یک از این شرایط پایا (شتاب‌های جانبی ثابت)، مقدار تغییرات دنباله مکانیکی زاویه کستر در محدوده 30- تا 100+ میلی‌متر اعمال شده است. اختلاف مقدار سرعت زاویه‌ای گردشی خودرو که در اثر اعمال زاویه کستر حاصل می‌شود در شکل 7 آمده است.

مشاهده می‌شود تغییر زاویه کستر یا مقدار دنباله مکانیکی آن روی سرعت زاویه ای چرخشی خودرو در حالت پایا تأثیرگذار است. چنین تغییراتی در متغیرهای وضعیت خودرو نشان دهنده وجود حساسیت نسبت به ورودی مزبور خواهد بود. به عبارت دیگر تغییر در زاویه کستر، باعث ایجاد تغییر در بازوی گشتاور نیروهای جانبی تایرهای جلو شده و قابلیت تولید گشتاور مضاعف حول محور کینگ‌پین چرخ‌ها را فراهم می‌سازد. همچنین اعمال تغییرات افزایشی در زاویه کستر، نسبت به مقدار اولیه، در شرایط پایای حرکت و با افزایش میزان شتاب جانبی، منجر به کاهش بیشتر سرعت زاویه‌ای گردشی خودرو می‌شود. بطور معکوس با کاهش میزان زاویه کستر از مقدار ابتدایی، افزایش در سرعت زاویه‌ای چرخشی حاصل می‌شود. اما با حرکت به سمت شتاب‌های جانبی بالاتر در این حالت، مقدار این افزایش کمتر خواهد شد.

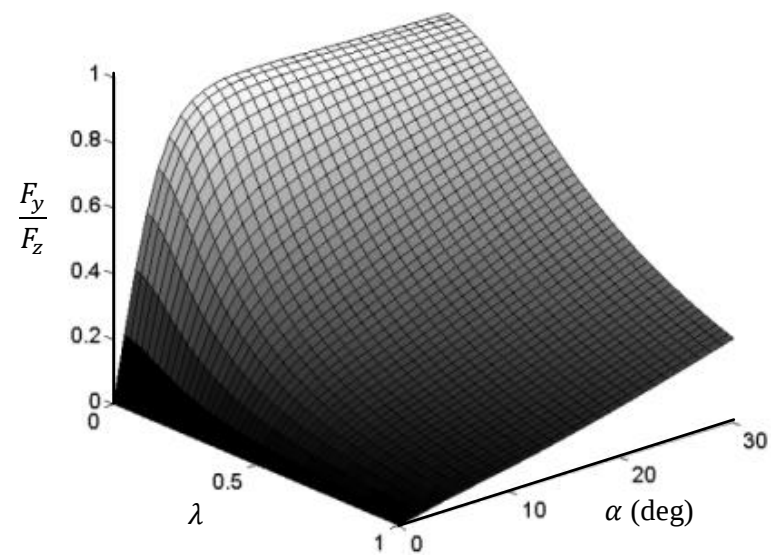
در دست داشتن چنین نموداری، اطلاعات بسیار مفیدی از رفتار دینامیک چرخشی خودرو در اثر تغییرات زاویه کستر در اختیار قرار می‌دهد و مشخصات دینامیکی سیستم را در اثر این تغییرات بیان می‌کند. لذا این قابلیت وجود دارد که با تغییر لحظه‌ای زاویه کستر چرخ‌های جلو، خودرو را از شرایط نامطلوب حرکت به سمت شرایط مطلوب تحت کنترل درآورد. بعنوان مثال نمودار اخیر نشان می‌دهد که اگر در شتاب 0/6g، اختلاف سرعت زاویه ای چرخشی واقعی خودرو از مقدار مطلوب در نظر گرفته شده، 5+ درجه بر ثانیه باشد، کنترلر باید زاویه کستر را به سمت مقدار حدود 6+ درجه ببرد، تا بدین طریق اختلاف سرعت زاویه‌ای گردشی تا حد امکان مینیمم شود. در ادامه نحوه طراحی این کنترلر تشریح خواهد شد.

4- طراحی کنترلر

بکارگیری سیستم‌های کنترل پایداری خودرو در جهت کنترل در آوردن خودرو در شرایط بحرانی می‌باشد. در این قسمت به طراحی یک کنترلر فازی برای کنترل حرکت جانبی خودرو با بکارگیری زاویه کستر اصلاحی پرداخته



شکل 7 منحنی اختلاف سرعت زاویه ای گردشی خودرو در اثر اعمال زاویه کستر در شرایط پایدار حرکت



شکل 5 نیروی عرضی تایر بر حسب لغزش طولی و زاویه لغزش جانبی آن

پارامتر کنترلی مدنظر در این مقاله، یعنی زاویه کستر و مقدار دنباله مکانیکی ناشی از آن، در معادله سیستم فرمان ظاهر می‌شود، تغییر و یا تنظیم آن به هر شکل منجر به ظاهر شدن ترمی از جنس گشتاور در این معادله خواهد شد. به عبارت دیگر مجموع گشتاورهای خارجی تایر حول محور کینگ‌پین در این حالت عبارتست از:

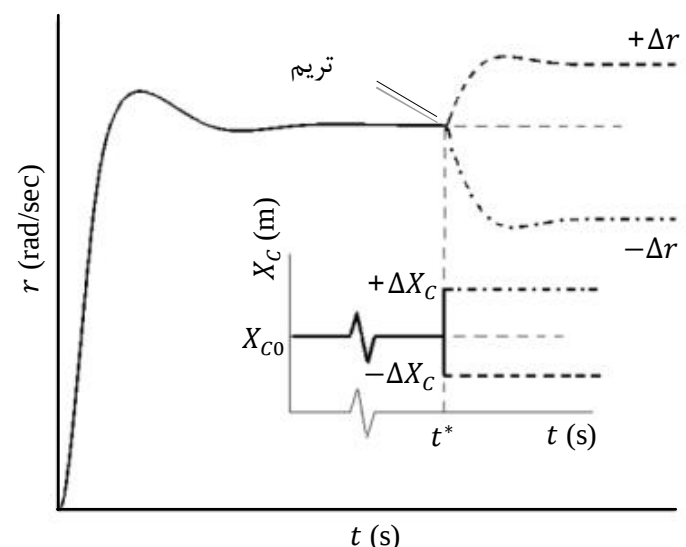
$$H = \cos \sigma (M_{zfl} + M_{zfr} - X_C (F_{yfl} + F_{yfr}) + M_{zcor}) \quad (25)$$

$$M_{zcor} = f(\Delta X_C)$$

بنابراین اصلی‌ترین تأثیر تغییر زاویه کستر در رفتار دینامیکی خودرو، تولید گشتاور مضاعف حول محور کینگ‌پین چرخ‌های جلو می‌باشد.

همچنین با اجرای یک شبیه‌سازی در محیط سیمولینک¹، می‌توان این تأثیر را بطور کمی و دقیق روی پاسخ حالت پایدار خودرو بررسی و تبیین کرد. شکل 6 شماتیک روند چنین شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. بدین منظور در حرکت با سرعت ثابت خودرو، برای ایجاد شرایط حالت پایدار، یا باصطلاح شرایط تریم²، ابتدا زوایای غربیلک فرمان متعدد به سیستم اعمال شده است. سپس در هر یک از این حالات پایا (در لحظه t^*)، با ایجاد اختلاف در زاویه کستر از مقدار اولیه آن، در محدوده ای متعارف، میزان تأثیر این تغییرات روی پاسخ حالت پایدار خودرو، و مشخصاً روی سرعت زاویه‌ای گردشی خودرو، r ، بررسی شده است.

به منظور بررسی دقیقتر این موضوع و در دست داشتن اطلاعاتی جامع که اساس کار کنترلر خواهد بود، لازم است روند شبیه‌سازی ذکر شده برای گستره وسیع‌تری از حالات تریم و نیز تغییرات زاویه کستر، انجام شود. لذا فرض شده است که خودرو با سرعت طولی ثابت 20 متر بر ثانیه روی جاده



شکل 6 روند بررسی تأثیر تغییر دنباله مکانیکی کستر روی رفتار دینامیکی خودرو

- 1- Simulink
- 2- Trim

شده است. عملکرد کنترلر طراحی شده با اجرای شبیه سازی مانورهای مختلف خودرو ارزیابی خواهد شد.

4-1- تدوین شرایط مطلوب حرکت

در یک بیان کلی هدف سیستم کنترل دینامیک خودرو عبارت از کمینه کردن اختلاف بین حرکت موجود و حرکت دلخواه خودرو است. البته پر واضح است که منظور از حرکت دلخواه، یک مسیر حرکت دلخواه نیست، بلکه در واقع منظور بهبود دادن رفتار دینامیکی خودرو بر اساس کمیت‌های قابل اندازه‌گیری است. دو متغیر برای تعریف حرکت مطلوب در دینامیک جانبی خودرو معمولاً از دو متغیر سرعت زاویه‌ای گردشی و زاویه لغزش جانبی خودرو بفرم (26) و (27) استفاده می‌شود [12]:

$$r_d = \frac{U}{(a+b) + K_{us}U^2} \frac{\delta_{sw}}{N_G} \quad (26)$$

$$\beta_d = \frac{1}{(a+b) + K_{us}U^2} \left(b - \frac{a}{(a+b)} \frac{m}{C_{ar}} U^2 \right) \frac{\delta_{sw}}{N_G} \quad (27)$$

در معادله های (26) و (27)، K_{us} ضریب کم‌فرمانی خودرو در مدل دوچرخ¹ است که از رابطه (28) بدست می‌آید:

$$K_{us} = \frac{-m(aC_{af} - bC_{ar})}{2(a+b)C_{af}C_{ar}} \quad (28)$$

همچنین C_{ar} و C_{af} بترتیب مجموع سختی جانبی تایرهای جلو و عقب نسبت به تغییرات نیروی جانبی در اثر تغییر زاویه لغزش جانبی، یا به اصطلاح سختی دور زدن²، می‌باشند. لازم بذکر است که در جاده های لغزنده بدلیل کاهش قابلیت تولید نیروهای جانبی در سطح تماس تایر و جاده، مقادیر مطلوب حرکت بواسطه ضریب اصطکاک جاده (μ) محدود خواهند بود:

$$\max(|r_d|) = \frac{\mu g}{U} \quad (29)$$

$$\max(|\beta_d|) = \mu * 8.5^\circ \quad (30)$$

4-2- طراحی کنترلر فازی زاویه کستر

با توجه به غیرخطی بودن مدل خودرو و تعدد دارای درجات آزادی آن، و نیز آنکه تاکنون تأثیر زاویه کستر بر روی دینامیک جانبی خودرو بطور صریح و دقیق بیان نشده است، یک کنترلر فازی برای زاویه کستر، که عملکرد آن براساس نتایج بدست آمده از شبیه سازی‌های اشاره شده در بخش قبل باشد، می‌تواند دینامیک حرکت جانبی خودرو را تا حد امکان بهبود دهد. مزیت عمده استفاده از کنترلرهای فازی، سادگی آن‌ها در ایجاد خروجی کنترلی و عدم وابستگی آن‌ها به نوع مدل می باشد. بطور کلی برای کنترل یک سیستم غیرخطی با درجات آزادی بالا، بدلیل پیچیدگی های مدل، استفاده از کنترلر های فازی که با تعداد محدودی قانون می‌توانند کنترل سیستم را در دست بگیرند، مناسب خواهد بود.

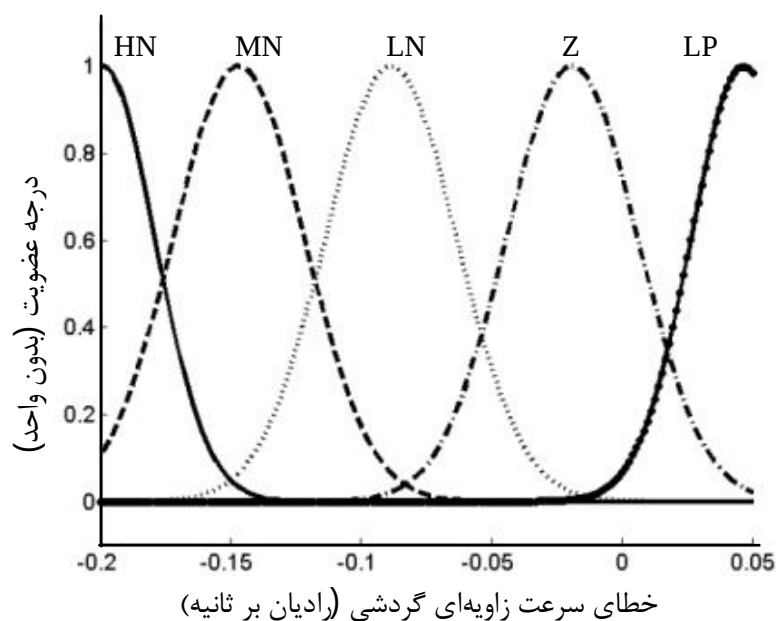
بطور کلی نحوه ایجاد خروجی کنترلی در کنترلرهای فازی در سه مرحله انجام می‌شود. در مرحله اول³ کنترلر فازی مجموعه ورودی‌ها را با تعاریف توابع عضویت مناسب تخصیص یافته به هر ورودی و هر خروجی، بصورت قابل فهم برای این منطق، بصورت رمز در می‌آورد. سپس با توجه به قوانین تعریف شده فازی⁴، خروجی‌ها بصورت فازی مشخص می‌شوند و در مرحله نهایی⁵ خروجی فازی مجدداً بصورت عدد حقیقی از رمز درآورده می‌شود

- 1- Two-wheel Vehicle
- 2- Tyre cornering stiffness
- 3- Fuzzification
- 4- Rules
- 5- Defuzzification

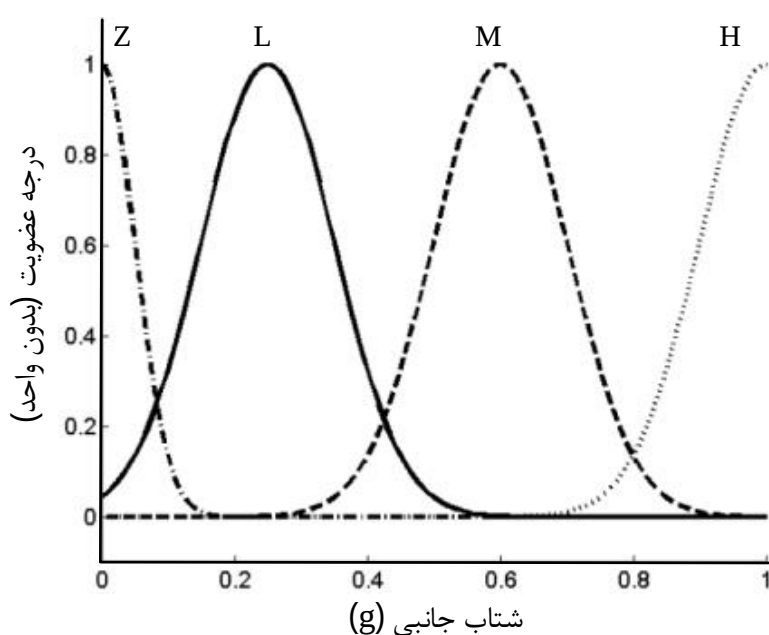
[13]. در این مقاله برای مرحله آخر از روش ممدانی⁶ استفاده شده است.

طراحی کنترلر فازی مورد نظر بر اساس اختلاف سرعت زاویه‌ای گردشی نسبت به مقدار مطلوب و نیز شتاب جانبی خواهد بود که بعنوان ورودی‌های کنترلر شناخته می‌شوند و زاویه کستر نیز خروجی کنترلر خواهد بود. با توجه به اینکه تحلیل‌های صورت گرفته در فصل قبل روی جاده خشک با ضریب اصطکاک 1 بوده است، لازم است تا ورودی‌های کنترلر نسبت به ضریب اصطکاک جاده نرمال شوند. همانطور که قبلاً نیز ذکر شد، اساس کار طراحی کنترلر فازی با مشخص کردن توابع عضویت مطابق شکل‌های 8، 9 و 10 برای ورودی‌ها و خروجی‌ها شروع می‌شود.

همانطور که بیان شد، مهمترین جزء یک کنترلر فازی قواعد و قوانین فازی است. در واقع کارایی مناسب کنترلر فازی کاملاً وابسته به وجود اطلاعات دقیق از سیستم و پیاده سازی صحیح آن بصورت قواعد ((اگر – آنگاه⁷ می‌باشد. با توجه به شبیه سازی‌ها و ارزیابی‌های انجام شده درباره تأثیر تغییر زاویه کستر و با استفاده از نمودار شکل 6، می‌توان تعداد 13 قاعده فازی مربوط به کنترلر کستر را بصورت جدول 1 در نظر گرفت، که در آن علائم Z، LN، LP، MP و HP نشانگر توابع عضویت نسبت داده شده به ورودی‌ها و خروجی‌ها هستند و به ترتیب برای مقادیر صفر، کم منفی، کم مثبت، متوسط مثبت و زیاد مثبت بکار رفته اند.



شکل 8 نمودار توابع عضویت برای ورودی خطای سرعت زاویه‌ای گردشی



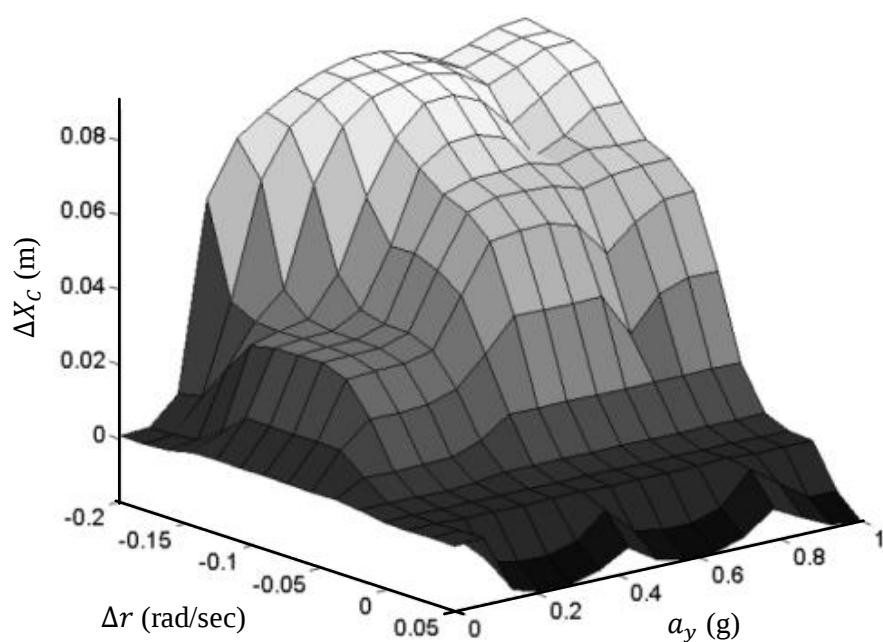
شکل 9 نمودار توابع عضویت برای ورودی شتاب جانبی خودرو بر حسب g

6- Mamdani
7- if-then

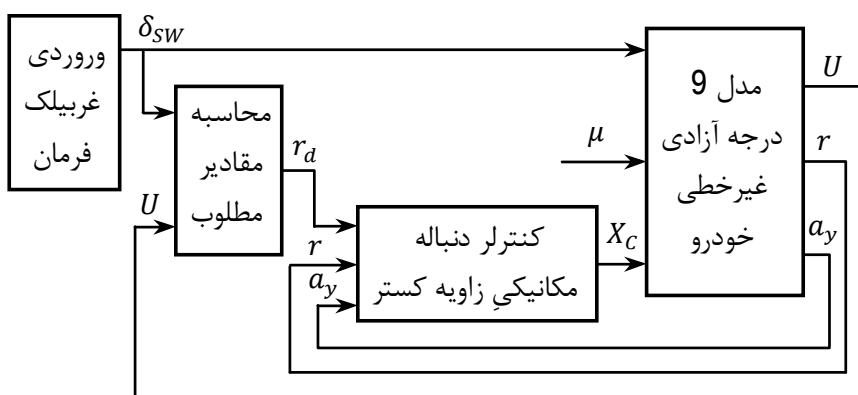
چگونگی کارکرد کنترلر می‌تواند از طریق یک عملگر هیدرولیک یا برقی که بتواند مکان اتصال‌های کروی بالا یا پایین سیستم تعلیق جلو خودرو را تغییر دهد و از این طریق زاویه کستر را تحت کنترل درآورد، توصیف شود. در واقع اگر سنسورهایی به بدنه خودرو متصل شوند و خطای سرعت زاویه‌ای گردشی و شتاب جانبی را در هر لحظه سنجش و به کنترلر زاویه کستر ارسال کنند، آنگاه کنترلر میزان جابجایی مورد نیاز اتصال‌های کروی بالا یا پایین را محاسبه و فرمان لازم را به عملگر خواهد داد. شکل 14 شماتیک یک طرح مفهومی از عملگر زاویه کستر را نشان می‌دهد.

جدول 1 قواعد فازی برای کنترلر زاویه کستر

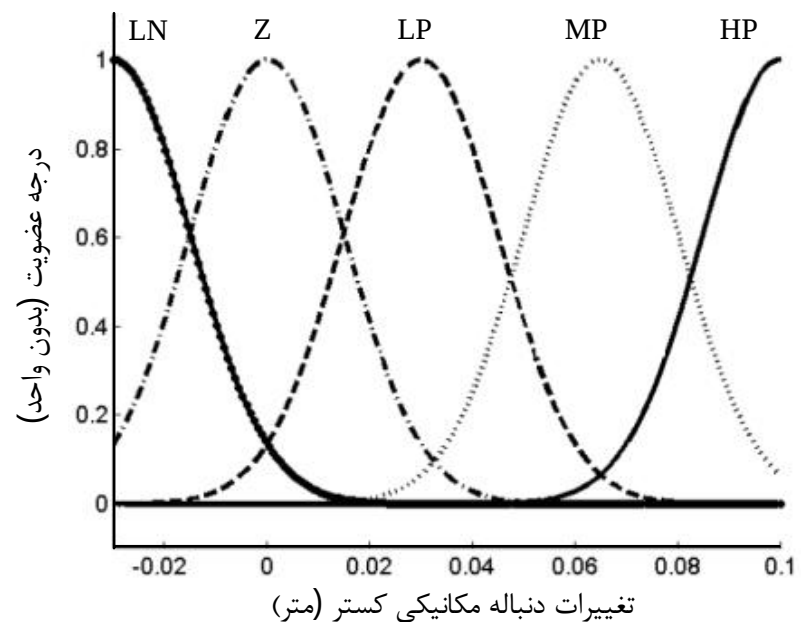
if	a_y	and/or	Δr	then	ΔX_C
	Z	or	Z		Z
	L	and	HN		MP
	L	and	MN		LP
	L	and	LN		LP
	L	and	LP		LN
	M	and	HN		HP
	M	and	MN		MP
	M	and	LN		MP
	M	and	LP		LN
	H	and	HN		HP
	H	and	MN		HP
	H	and	LN		MP
	H	and	LP		LN



شکل 11 رویه مشخصه کنترلر فازی زاویه کستر



شکل 12 نمای کلی مدل خودرو به همراه سیستم کنترلر زاویه کستر



شکل 10 نمودار توابع عضویت برای خروجی تغییرات دنباله مکانیکی کستر

معمولاً برای کنترلرهای فازی بازای هر دو ورودی و یک خروجی، می‌توان قواعد پی‌ریزی شده را بصورت یک رویه نمایش داد که به آن رویه مشخصه کنترلر فازی¹ گفته می‌شود. مزیت استفاده از چنین رویه ای اینست که مقادیر خروجی در تمامی نقاط دامنه ورودی ها طبق میان‌یابی قابل تعیین خواهد بود [14]. این رویه برای خروجی زاویه کستر بر حسب دو ورودی در شکل 11 نشان داده است.

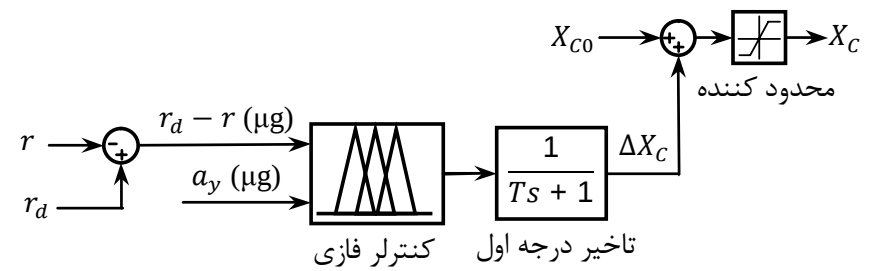
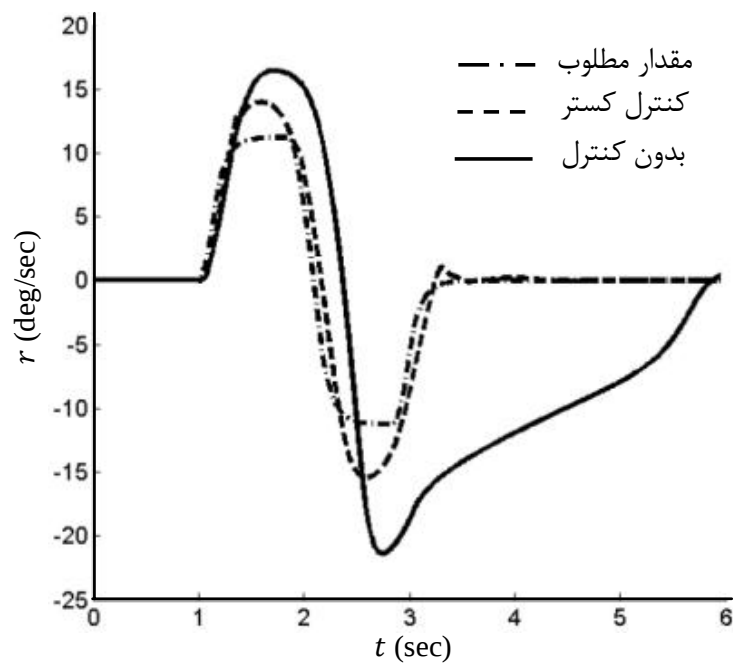
3-4- ایجاد کنترلر در محیط سیمولینک

در این مقاله محیط شبیه سازی برای مدل خودروی مورد نظر و انتگرالگیری از معادلات دینامیکی سیستم به منظور حاصل کردن پاسخ‌های زمانی، محیط سیمولینک می‌باشد. برای آنکه بتوان با استفاده از کنترلر طراحی شده، دینامیک خودرو را بهبود بخشید، نیاز است که کنترلر مورد نظر نیز در محیط نرم افزاری ایجاد گردد تا انتگرال‌گیری‌ها و حل زمانی، بطور همزمان با مدل اصلی خودرو، صورت گیرد. چرا که ورودی‌های کنترلر مورد نظر یعنی اختلاف سرعت زاویه‌ای گردشی (Δr) و شتاب جانبی لحظه‌ای، در اصل همان متغیرهای وضعیت سیستم بوده و خروجی کنترلر، یعنی تغییرات مورد نیاز دنباله مکانیکی زاویه کستر، نیز مستقیماً در معادلات دیفرانسیل مدل خودرو نقش دارد. لذا عملیات حل زمانی باید یکجا و همزمان در یک محیط انجام شود. همچنین با توجه به اینکه اکثر کنترلرها در عمل خروجی مورد نظر را با اندکی تأخیر در اختیار می‌گذارند، در اینجا این موارد بصورت یک عامل درجه اول در سر راه خروجی کنترلر به مدل واقعی خودرو، در نظر گرفته شده اند:

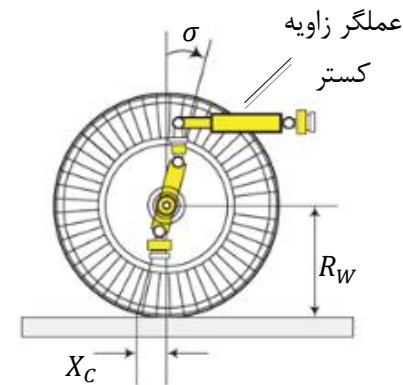
$$\Delta X_C|_{\text{واقعی}} = \Delta X_C|_{\text{خروجی کنترلر}} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) \quad (31)$$

در واقع در این پژوهش عملکرد عملگر تغییر کستر با ایجاد یک تأخیر درجه اول بصورت بالا همسان در نظر گرفته شده است. مقدار ثابت زمانی T ، 0/05 منظور شده است بنابراین ورودی کستر به مدل اصلی خودرو با 0/2 ثانیه (4 برابر ثابت زمانی) تأخیر مواجه خواهد بود.

همچنین ذکر این نکته ضروری است که با توجه به محدودیت‌های هندسی برای زاویه کستر و لزوم وجود حدی معقول برای تغییرات آن، خروجی کنترلر بین مقادیر -25 تا +80 میلی‌متر محدود شده است. در شکل 12 نمایی کلی از سیستم دارای کنترلر کستر، و در شکل 13 جزئیات کنترلر کستر نشان داده شده است.



شکل 13 جزئیات و نحوه کار کنترلر زاویه کستر



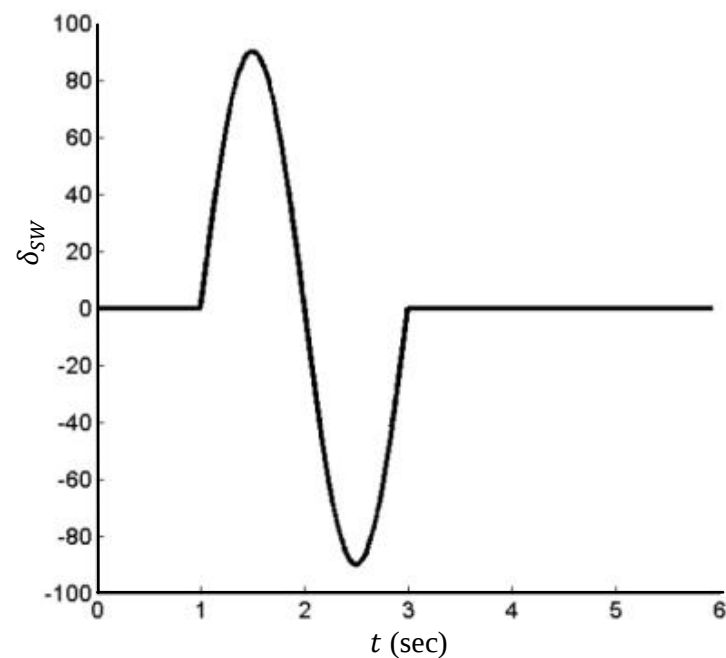
شکل 14 شماتیک طرح مفهومی کنترلر زاویه کستر و عملگر آن

5- نتایج شبیه سازی

به منظور بررسی کارایی کنترلر طراحی شده و مقایسه رفتار دینامیکی خودروی با کنترلر کستر و خودروی بدون کنترلر، شبیه‌سازی دو مانور بحرانی خودرو با استفاده از مدل غیرخطی توصیف شده، و اطلاعات خودروی موجود در جدول 2 پیوست، صورت گرفته است. این شبیه‌سازی‌ها در سرعت طولی ثابت با استفاده از مانورهای زاویه فرمان ثابت و تغییر مسیر، در شرایط جاده ای مختلف (با ضرایب اصطکاک متفاوت) انجام شده اند.

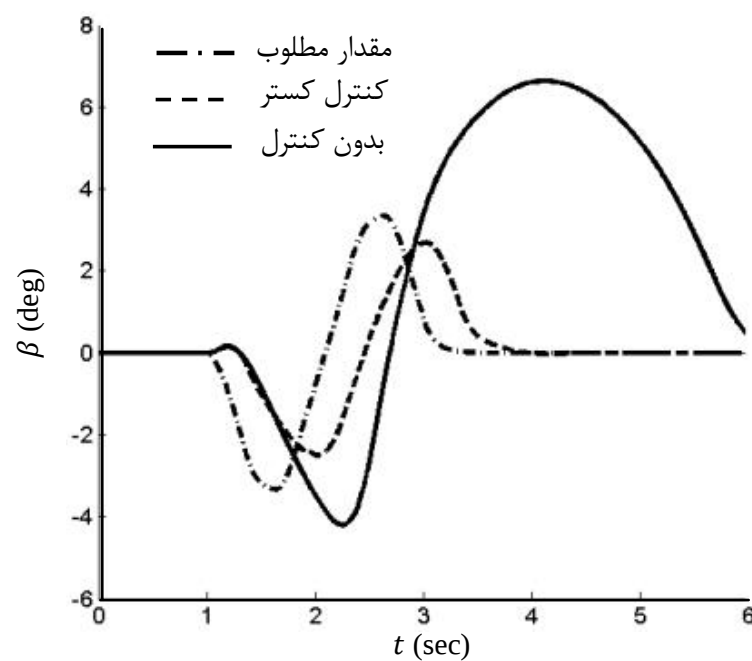
5-1- مانور تغییر مسیر روی جاده لغزنده

یکی از مانورهای خودرو که می‌تواند شرایط حرکت خودرو را دچار بحران کند و سبب ناپایداری گردد، مواقعی است که راننده ناگهان با مانعی روبرو می‌شود که برای گذر از آن باید تغییر مسیر دهد. مانور تغییر مسیر معادل با یک ورودی فرمان سینوسی به غربلیک فرمان است. شکل 15 زاویه ورودی غربلیک فرمان را نشان می‌دهد. در این قسمت شبیه‌سازی حرکت خودرو در حالت‌های بدون کنترلر و با کنترلر در سرعت طولی 20 متر بر ثانیه و با استفاده از یک مانور تغییر مسیر با دامنه 90 درجه غربلیک فرمان روی جاده لغزنده با ضریب اصطکاک 0/4 انجام شده است. نتایج این شبیه سازی در شکل‌های 16 تا 20 آمده است.

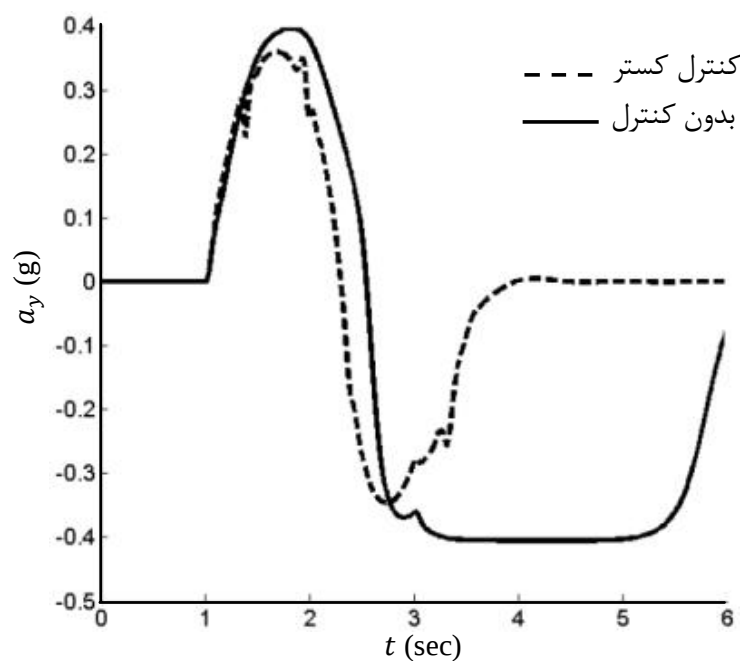


شکل 15 زاویه ورودی غربلیک فرمان در مانور تغییر خط روی جاده لغزنده

شکل 16 سرعت زاویه‌ای گردشی در مانور تغییر خط روی جاده لغزنده



شکل 17 زاویه لغزش جانبی در مانور تغییر خط روی جاده لغزنده



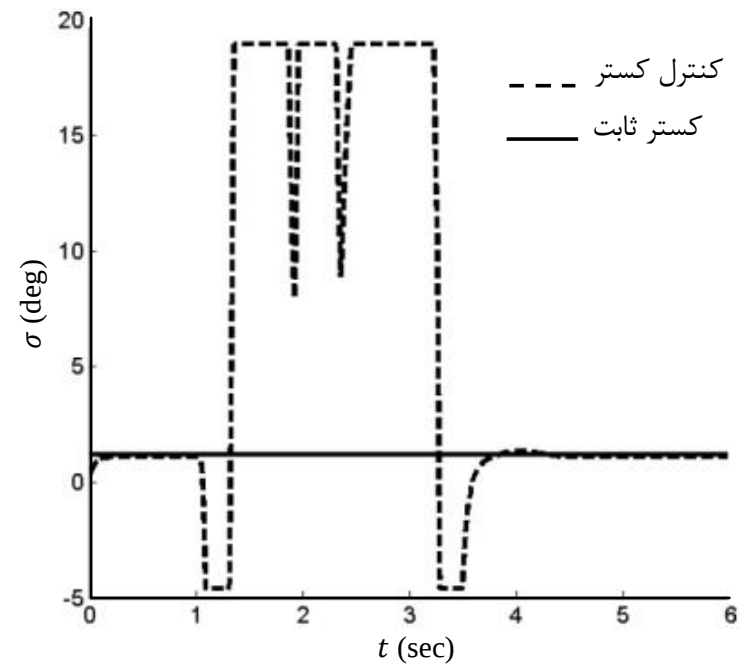
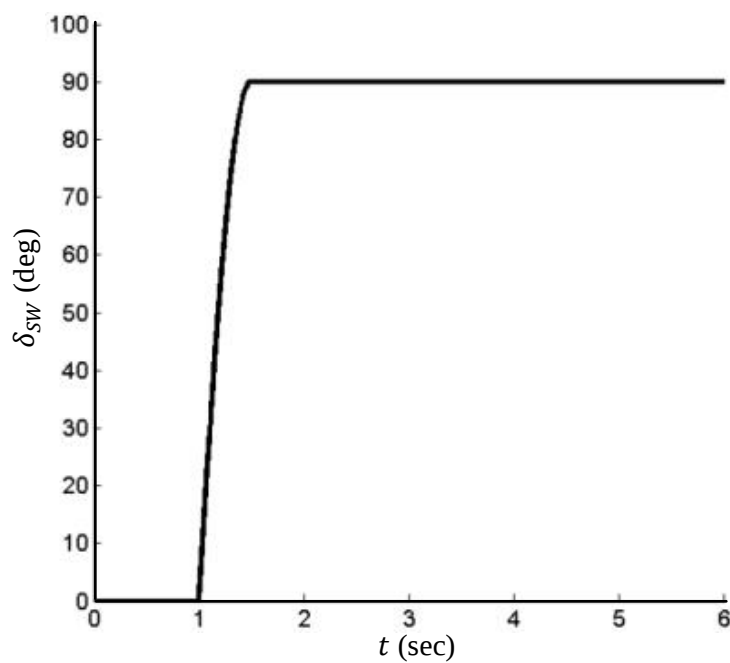
شکل 18 شتاب جانبی خودرو در مانور تغییر خط روی جاده لغزنده

مانور تغییر مسیر روی جاده لغزنده عملاً مانوری سنگین برای خودرو بوده و همانطور که مشاهده می‌شود در خودرو بدون کنترلر سرعت زاویه‌ای گردشی و زاویه لغزش جانبی خودرو بیش از حد بزرگ بوده و در واقع با اشباع شدن نیروهای تایرها، و رسیدن به شتاب حدی، خودرو ناپایدار می‌گردد. اما در خودروی مجهز به کنترلر کستر با اعمال زاویه کستر، و متناظر با آن اعمال گشتاور اصلاحی به چرخ‌های جلو، مقادیر سرعت زاویه ای چرخشی

چرخشی و زاویه لغزش جانبی خودرو با سرعت مناسبی به سمت مقادیر مطلوب هدایت شده‌اند.

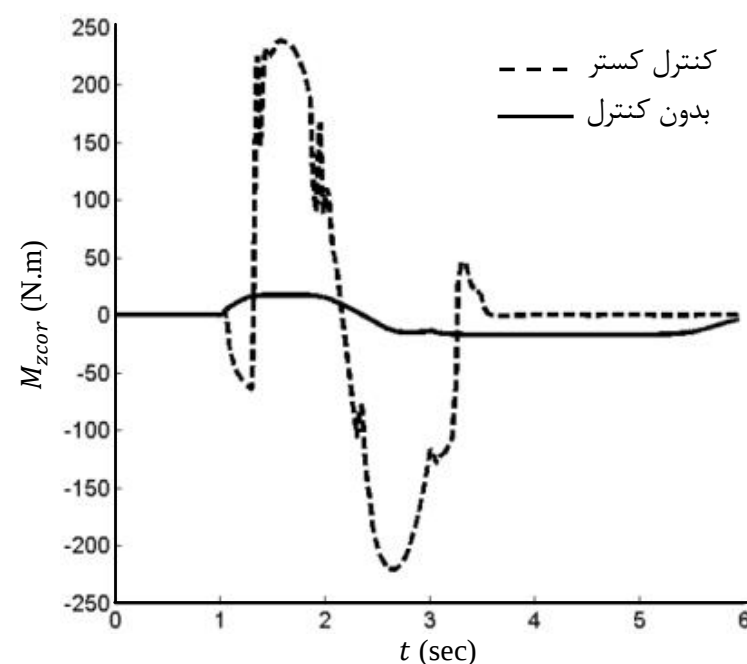
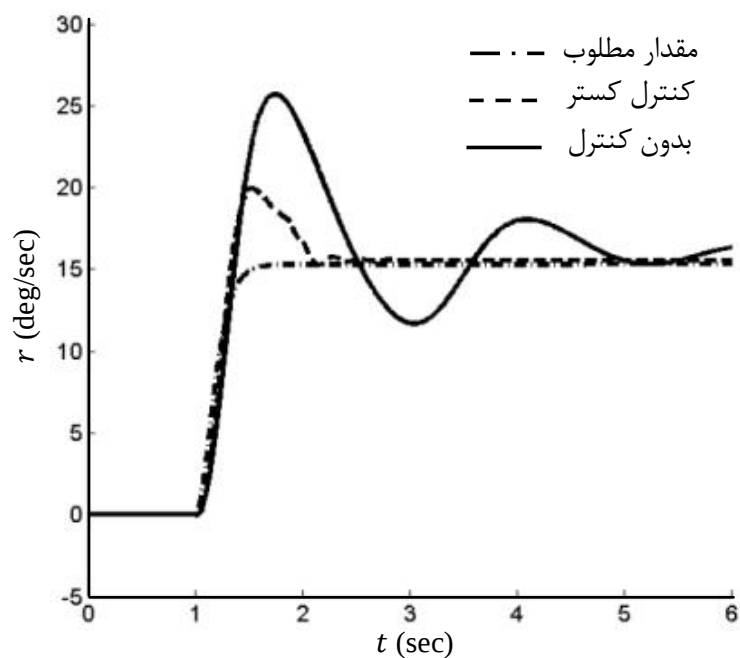
6- نتیجه‌گیری

در این مقاله به بررسی تأثیر تغییرات زاویه گستر چرخ‌های جلو خودرو در رفتار دینامیک آن پرداخته شد. در ابتدا و بمنظور اجرای شبیه‌سازی، یک



شکل 19 زاویه گستر چرخ‌های جلو در مانور تغییر خط روی جاده لغزنده

شکل 21 زاویه ورودی غربیک فرمان در مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک



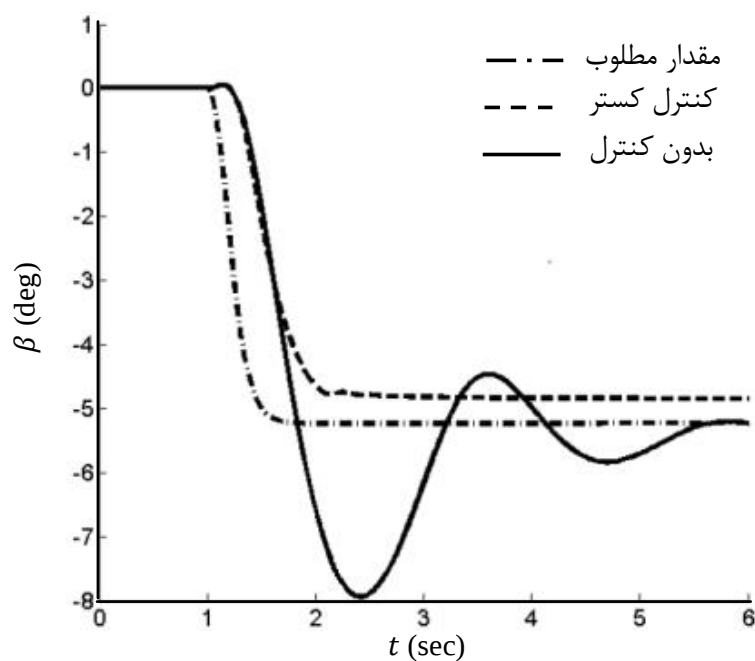
شکل 20 گشتاور چرخ‌های جلو حول کینگ‌پین در اثر تغییر زاویه گستر در مانور تغییر خط روی جاده لغزنده

و زاویه لغزش جانبی خودرو تا حد امکان به مقادیر مطلوب نزدیک شده و از افزایش شتاب جانبی به سمت مقدار حدی آن نیز جلوگیری بعمل آمده است.

5-2- مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک

یکی دیگر از مانورهای سنگین خودرو، مانور زاویه فرمان ثابت در سرعت‌های بالا می‌باشد. شکل 21 زاویه ورودی غربیک فرمان را نشان می‌دهد. در این قسمت شبیه‌سازی حرکت خودرو در حالت‌های بدون کنترل و با کنترل در سرعت طولی 30 متر بر ثانیه و با استفاده از یک مانور زاویه فرمان ثابت 90 درجه غربیک فرمان روی جاده خشک باضریب اصطکاک 0/9 انجام شده است. نتایج این شبیه‌سازی در شکل‌های 22 تا 26 آمده است.

همانطور که مشاهده می‌شود، در مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک، سیستم بدون کنترل در معرض شتاب جانبی حدی قرار گرفته است. بطوریکه نیروهای تایرها به اشباع رسیده‌اند و پتانسیل تولید نیرو و یا گشتاور مضاعف در این شرایط وجود ندارد. به همین دلیل خودرو دچار سرعت زاویه‌ای گردشی و زاویه لغزش جانبی بزرگی می‌شود. اما در سیستم با کنترل گستر، به علت تغییر لحظه‌ای بازوی گشتاور چرخ‌ها حول محور کینگ‌پین، یا همان دنباله مکانیکی، قابلیت تولید گشتاور مضاعف برای تایرهای جلو در چنین شرایط بحرانی فراهم شده است. بطوریکه از رسیدن شتاب جانبی به مقدار بیشینه خود جلوگیری به عمل آمده، و نیز مقادیر سرعت زاویه‌ای



شکل 23 زاویه لغزش جانبی در مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک

پاسخ حالت پایدار خودرو مورد بررسی قرار گرفت. نتایج این شبیه‌سازی‌ها نشان‌دهنده وجود حساسیت به تغییر زاویه کستر در شرایط پایدار حرکت می‌باشد. لذا اطلاعات استخراج شده از این طریق اساس کارکنترلر زاویه کستر قرار گرفت.

سپس با طراحی یک کنترلر فازی با ورودی‌های خطای سرعت زاویه‌ای گردش و شتاب جانبی، و خروجی تغییرات دنباله مکانیکی، و انجام شبیه‌سازی مانورهای سنگین حرکت خودرو، میزان کارایی کنترلر درقیاس با خودروی بدون کنترل، مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده نشان می‌دهد که کنترلر فازی زاویه کستر، از کارایی مناسبی جهت تعقیب مقادیر مطلوب متغیرهای وضعیت، و جلوگیری از افزایش بی‌حد شتاب جانبی، برخوردار است.

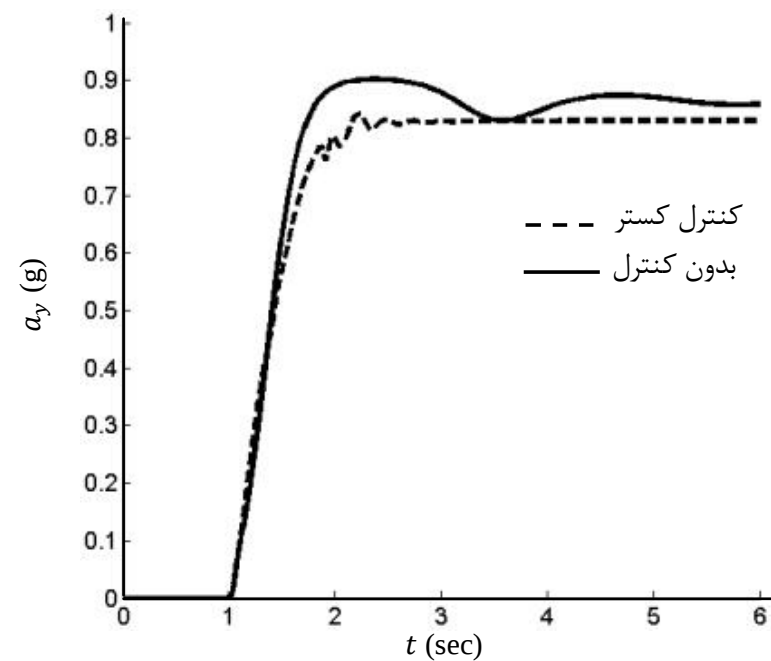
7- پیوست

جدول 2 پارامترهای خودرو

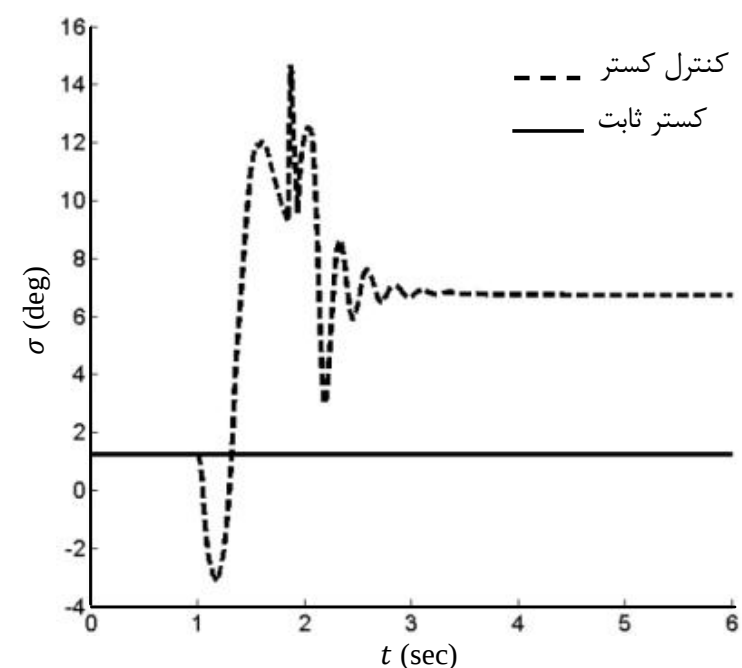
علامت	پارامتر	مقدار	واحد
a	فاصله مرکز جرم تا اکسل جلو	1/2	m
b	فاصله مرکز جرم تا اکسل عقب	1/3	m
t	فاصله عرضی تایرهای چپ و راست	1/4	m
m	جرم کل خودرو	1300	kg
m_s	جرم فنر بندی شده	1170	kg
h	ارتفاع مرکز جرم کل خودرو	0/5	m
h_s	ارتفاع محور رول از مرکز جرم فنر بندی شده	0/2	m
R_w	شعاع موثر چرخ	0/313	m
X_{C0}	دنباله مکانیکی اولیه	0/0066	m
I_{zz}	ممان اینرسی خودرو حول محور Z	2500	kg.m ²
I_{xz}	ممان اینرسی جرم رول کننده حول محور X	750	kg.m ²
I_w	ممان اینرسی چرخهای جلو حول کینگ پین	3	kg.m ²
N_G	نسبت دنده کلی از غریبلک تا سر چرخ	20	
K_L	سختی پیچشی موثر اهرم بندی فرمان	1e+6	Nm/rad
K_C	سختی پیچشی موثر ستون فرمان	16	Nm/rad
K_ϕ	سختی رول سیستم تعلیق	4500	Nm/rad
C_ϕ	ضریب میرایی رول سیستم تعلیق	2600	Nms/rad
B_k	ضریب میرایی ویسکوز در سیستم فرمان	-100	Nms/rad

8- مراجع

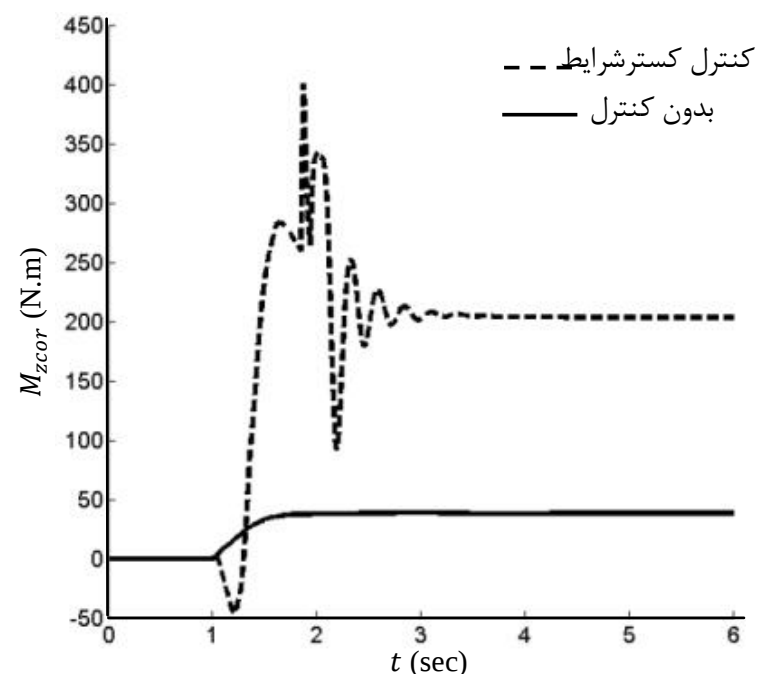
- [1] A.Farazandeh , A. K.W. Ahmed , S.Rakheja, Performance Enhancement of Road Vehicles Using Active Independent Front Steering (AIFS) , *SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst.* Dec.5 , pp. 1273-1284, 2012.
- [2] M.Majidi, *Integrated AFS/DYC controller design for a hybrid electric vehicle*, Msc Thesis, Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, 2010. (In Persian)
- [3] P.Salamipour, *Using active caster for enhancement vehicle stability and handling dynamics*, Msc Thesis, Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, 2015. (In Persian)
- [4] R.N.Jazar ,A.Subic , N.Zhang , Kinematics of a smart variable caster mechanism for a vehicle steerable wheel , *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* , Volume 50 , pp. 1861-1875, Jun.29 , 2012.



شکل 24 شتاب جانبی خودرو در مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک



شکل 25 زاویه کستر چرخ‌های جلو در مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک



شکل 26 گشتاور چرخ‌های جلو حول کینگ پین در اثر تغییر زاویه کستر در مانور زاویه فرمان ثابت روی جاده خشک

مدل جامع و غیرخطی برای خودرو توصیف شد. همچنین با توجه به اهمیت سیستم فرمان در فرمان‌پذیری خودرو، معادلات دینامیکی سیستم مذکور که به روش دینامیک پیشرفته کین حاصل شده‌اند، بیان شد.

در گام بعد با اجرای شبیه‌سازی‌های متعدد و ایجاد شرایط پایا برای حرکت خودرو، تاثیر تغییرات زاویه کستر (و به تبع آن دنباله مکانیکی) روی

- [11] B.Mashadi, M.Majidi, Integrated AFS/DYC sliding mode controller for a hybrid electric vehicle, *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 56, Nos. 1/2/3/4, pp. 246-269, 2011
- [12] J.Song, Design and Comparison of AFS Controllers with PID, Fuzzy-Logic, and Sliding-Mode Controllers, *Hindawi Advanced in Mechanical Engineering*, pp. 3-4, Volume 2013
- [13] B.Mashadi, M.Majidi, Integrated AFS/DYC fuzzy controller design, in *Proceeding of 2nd symposium of fuzzy and intelligent systems*, Tehran, 2009. (In Persian)
- [14] JH.Lilly, *Fuzzy control and identification*, Wiley, pp. 90-92, 2010.
- [5] D.H.Lee, *Caster control apparatus*, U.S.Patent 7644936, Jan.12, 2010.
- [6] D.J.Lyu, *Caster angle control system for vehicles*, U.S.Patent 5839749, Nov.24, 1998.
- [7] M.Abe, *Vehicle handling dynamics*, Elsevier, pp. 149, 2009
- [8] H.B.Pacejka, *Tyre and vehicle dynamics*, Elsevier, pp. 173, 2002
- [9] H.Dizadji, *Integrated AFS/DYC controller design using assisted electric motors*, Msc Thesis, Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, 2007. (In Persian)
- [10] S.M.Savarese, *Active braking control systems design for vehicles*, Springer, pp. 17-20, 2013