

کنترل خوش فرمانی خودرو با تأثیر دیفرانسیل فعال و بهینه‌سازی پارامترهای کیفیت فرمان‌پذیری

محمدحسین جعفری^{۱*}، امیررضا معموری^۲

^۱ کارشناسی ارشد، مؤسسه آموزش عالی اشراق، بجنورد

^۲ مربی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد بجنورد

*مسئول مکاتبات: mjaafary5383@yahoo.com

واژگان کلیدی

بهینه‌سازی
فرمان‌پذیری
دیفرانسیل فعال
الگوریتم ژنتیک

تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۱۲/۰۷
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۴/۲۲

چکیده

در این مقاله به بررسی بهبود خوش فرمانی خودرو از طریق کنترل مستقل توزیع گشتاور بین چرخ‌ها با استفاده از دیفرانسیل فعال و بهینه‌کردن پارامترهای کیفیت فرمان‌پذیری مانند سرعت جانبی و سرعت دورانی با تغییر در هندسه مکانیزم فرمان پرداخته شده است. دیفرانسیل‌های با قابلیت کنترل گشتاور به عنوان یک راه حل برای از میان بردن محدودیت سیستم کنترل پایداری الکتریکی به وجود آمده‌اند. یک تابع هدف مناسب به منظور بهبود عملکرد کیفیت فرمان‌پذیری و پایداری خودرو تعریف و برای حل مسئله بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. مدل دینامیکی خودرو با در نظر گرفتن ۹ درجه آزادی و سیستم فرمان با ۴ درجه آزادی در نرم‌افزار متلب-سیمولینک مدل‌سازی و صحت مدل با نرم‌افزار کارسیم تأیید شده است. استفاده از دیفرانسیل فعال، سرعت متوسط خودرو را مقدار کمی تحت تأثیر قرار می‌دهد و این کاهش سرعت، هنگام استفاده از دیفرانسیل فعال به صورت همزمان در هر دو محور خواهد بود. نتایج، بهبود عملکرد خوش فرمانی و رفتار خودروی بهینه‌شده را در مقایسه با خودروی معمولی نشان می‌دهد.

۱ مقدمه

علیرغم توانایی سیستم پایداری الکتریکی در کاهش چشمگیر تصادفات مرگبار، استفاده از این سیستم به دلیل دخالت سیستم ترمز، محدودیت‌هایی را به وجود آورده است، از جمله این موارد می‌توان به کاهش سرعت طولی خودرو به دلیل استفاده از ترمز و تلفات ناشی از آن اشاره کرد [۱، ۲].

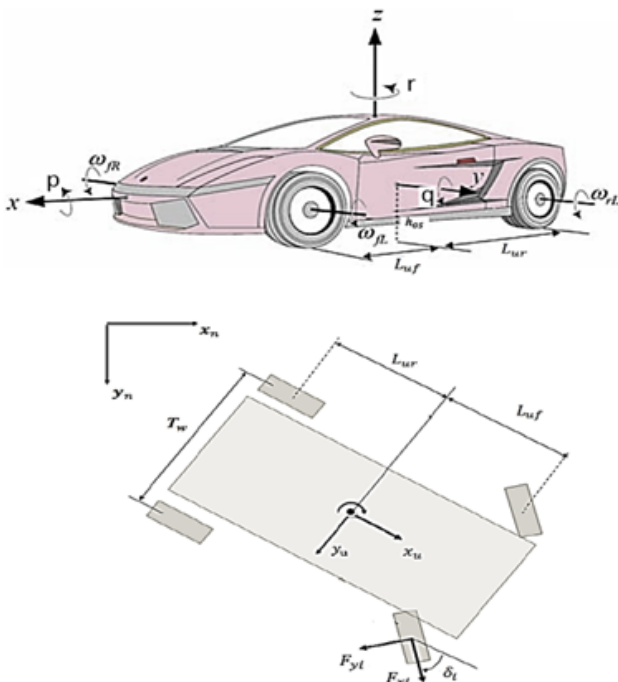
دیفرانسیل‌های با قابلیت کنترل گشتاور به عنوان یک راه حل برای از میان بردن محدودیت سیستم کنترل پایداری الکتریکی به وجود آمده‌اند. این سیستم‌ها بدون نیاز به سیستم ترمز، قادرند به صورت فعال گشتاور بیشتری را به هر کدام از چرخ‌ها که لازم است، منتقل کنند و از این طریق با تولید یک گشتاور چرخشی اصلاحی، خودرو را پایدارتر کرده و خوش فرمانی خودرو را بهبود دهند [۱].

موتویاما و همکاران [۳] با ساختن یک خودروی آزمایشی، نشان دادند که کنترل گشتاور چپ و راست، در بهبود رفتار جانبی خودرو حتی در شرایط دشوار بسیار مؤثر است. ساواسه و همکاران [۴] با تشریح ساختار اولین دیفرانسیل با قابلیت کنترل گشتاور، تأثیر این سیستم در بهبود رفتار جانبی خودرو را نشان دادند. دیر و همکاران [۵] تعدادی از دیفرانسیل‌های با قابلیت کنترل گشتاور را به روش باندرگراف مدل و آنالیز نمودند، آن‌ها با مدل‌سازی یک مکانیزم واقعی توزیع گشتاور و استفاده از آن در مدل خودرو، تأثیر عملکرد این سیستم در بهبود خوش فرمانی خودرو در مانورهای استاندارد جی شکل و تغییر خط دوپل را نشان دادند. هدایت جانبی یک خودرو به

طور معمول با سیستمی صورت می‌گیرد که امکان کنترل روی چرخ‌های جلو داشته باشد. سیستم فرمان در خودرو این نقش را ایفا می‌کند و ورودی دست راننده را به زاویه فرمان چرخ‌های جلو تبدیل می‌کند [۶]. در تحقیقی که توسط بریتفلد انجام شد، انرژی مصرفی در شرایط سخت در سیستم فرمان الکترونیکی EPS از سیستم فرمان هیدرولیکی کمتر بوده است، اما بازدهی سیستم فرمان هیدرولیکی از سیستم فرمان الکترونیکی بیشتر است. در حقیقت وظیفه اصلی سیستم فرمان هیدرولیک در خودروها کاهش تلاش راننده در وضعیت خاص از قبیل مانور در سرعت‌های پایین و پارک‌کردن است [۷]. در سال‌های اخیر با ظهور تکنولوژی‌های الکترونیکی و ابداع سیستم فرمان‌گیری با سیم یک تکنولوژی کاملاً جدید در سیستم فرمان خودرو برای غلبه بر عیوب سیستم فرمان مکانیکی معرفی گردید. در سیستم‌های SBW ارتباط مکانیکی بین غربیلک فرمان و چرخ‌ها قطع شده و سنسورها، کنترل‌کننده‌ها و عملگرها جایگزین آن می‌گردند. به همین دلیل در این سیستم‌ها امکان استفاده از نسبت فرمان متغیر فراهم گردیده است [۸].

مدل دینامیکی خودرو با در نظر گرفتن ملاحظات طراحی شامل سرعت‌های طولی و جانبی، سرعت چرخشی خودرو و دوران چهار چرخ مدل‌سازی و صحت مدل با نرم‌افزار کارسیم تأیید شده است. به منظور کنترل گشتاور انتقالی بین چرخ‌های چپ و راست، از یک دیفرانسیل فعال با قابلیت کنترل جهت و مقدار گشتاورهای خروجی استفاده خواهد شد. بررسی بهبود خوش فرمانی خودرو از طریق کنترل مستقل توزیع گشتاور بین چرخ‌ها با استفاده از دیفرانسیل فعال و بکارگیری الگوریتم ژنتیک برای یافتن مختصات

دوران بدنهی خودرو و ۴ درجه آزادی برای دوران هر یک از چرخها خواهد بود. در شکل ۱ درجات آزادی و پارامترهای مورد نیاز خودرو نشان داده شدهاند. در مدل سازی انجام شده، تأثیر جرم چرخها در جرم غیرمعلق یا جرم فنربندی نشده در نظر گرفته شده و جرم معلق یا جرم فنربندی شده نماینده بدنه خودرو خواهد بود که به صورت متقارن در نظر گرفته می شود. چرخهای پشت خودرو (به دلیل شتاب، هندلیگ و توزیع وزن بهتر) محرک و چرخ جلو متحرک در نظر گرفته می شوند.



شکل ۱: درجات آزادی و پارامترهای مدل دینامیکی خودرو

خودرو به صورت یک جرم فنربندی شده و چهار جرم فنربندی نشده در نظر گرفته شده است. درجات آزادی عبارتند از: حرکت طولی، عرضی و عمودی جرم فنربندی شده، حرکت غلت جرم فنربندی شده حول محور w_n ، حرکت شیرجه جرم فنربندی شده حول محور y_n و حرکت چرخشی کل خودرو حول محور z_n است. همچنین در خودروی مورد نظر برای چرخهای محور جلویی خودرو، سیستم تعلیق مستقل دو جناغی بکار گرفته شده است. بنابراین حرکت عمودی هر چهار جرم فنربندی نشده به صورت مستقل مدل شده است. برای محور عقب سیستم تعلیق از نوع ترکیبی مستقل دو جناغی و بوژی است. به عبارت دیگر حرکت عمودی چرخهای هر طرف خودرو از هم مستقل است. با استفاده از دینامیک پیشرفته کین با بکارگیری روش نیوتن-اولیتر، معادلات نیرو و گشتاور استخراج می شود [۱۳]. معادلات حرکت خودرو شامل دینامیک حرکت طولی، جانبی، عمودی، غلت، شیرجه و چرخش خودرو به ترتیب مطابق روابط (۱) تا (۶) است:

$$m_t(\dot{u} - vr) + m_s(wq - \dot{q}h_{os} - e_{os}\dot{q}) = F_{x1} + F_{x2} \cos \delta_{f1} + F_{x3} + F_{x4} - (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta_{f1}, \quad (1)$$

$$m_t(\dot{v} + ur) + m_s(-wp - \dot{p}h_{os} - qrh_{os} + pqe_{os}) = (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta_{f1} + F_{y3} + F_{y4} - (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta_{f1}, \quad (2)$$

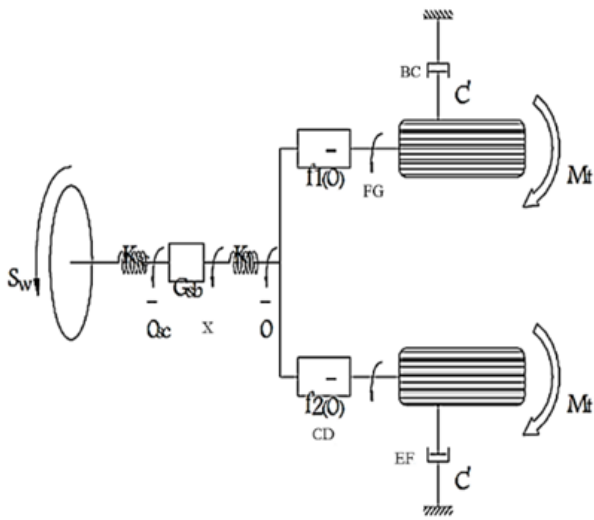
بهینه اتصالات ساز و کار فرمان جزء نوآوری این تحقیق است. برنت و همکارانش یک مدل ارتعاشی ۲ درجه آزادی سیستم فرمان ارائه کردند و با ترکیب این مدل با مدل دوچرخه خودروی سواری، پایداری خطی و آنالیز عملکرد بین راننده و سیستم کمک کننده برای حفظ تعقیب خط مورد بررسی قرار دادند [۹]. آبه اثر فرمان گیری انعطافی ناشی از گشتاور بازگردان چرخ را مورد بررسی قرار داد. وی پس از مدل کردن سیستم فرمان و استخراج معادلات فرمان گیری انعطافی و کوپل کردن آن با معادلات حرکت خودرو، به این نتیجه رسید که کاهش سختی سیستم فرمان منجر به کم فرمانی و افزایش پایداری خودرو می گردد [۶]. ژائو و همکاران [۱۰] ویژگی های فرمان پذیری خودروی پاترول تحقیقاتی را در نرم افزار آدامز تحلیل کردند. بدین منظور یک مدل تحلیلی ۲ درجه آزادی خودروی ایجاد گردید و ویژگی های پاسخ حالت پایا مورد بررسی قرار گرفت. باتوجه به اینکه خودروی پاترول در شرایط سخت جاده ای در جنگل ها و کوهها مورد استفاده قرار می گیرد، بنابراین این خودرو باید دارای ویژگی های فرمان پذیری خوبی باشد. نتایج شبیه سازی نشان داد که خودروی پاترول ویژگی های کم فرمانی را داراست. بهروز مشهدی و پارسا سلامی پور [۱۱] از بکارگیری سیستم کستر فعال به منظور بهبود فرمان پذیری خودرو استفاده کردند. نتایج شبیه سازی شده نشان داد که کنترل زاویه کستر قابلیت بالایی در بهبود و پایداری وضعیت بحرانی خودرو دارد و به خوبی مقادیر مطلوب حرکتی را دنبال می کند. ژائو، لوان و وانگ به بهینه سازی، تجزیه و تحلیل سیستم فرمان E-HHPS با استفاده از الگوریتم بهینه سازی ذرات چندهدفه MOPSO و الگوریتم بهینه سازی ذرات چندهدفه مبتنی بر تجزیه سازگار (MOPSO/AD) پرداختند نتایج شبیه سازی نشان می دهد که همگرایی الگوریتم MOPSO/AD بهتر از الگوریتم MOPSO در حل مسئله بهینه سازی E-HHPS است. احساس حرکت فرمان به میزان ۱۳/۱۰۲ درصد افزایش یافته و حساسیت فرمان به میزان ۳/۶۸۷ درصد و مصرف انرژی فرمان به میزان ۱۵/۶۳۹ درصد کاهش یافته به طوری که سیستم فرمان هیبرید-الکتریکی و هیدرولیکی دارای فرمان پذیری خوب و مصرف انرژی کم نسبت به فرمان الکتریکی و هیدرولیکی هستند [۱۲].

در این مقاله، ضمن ارائه مدل کامل خودرو با ۹ درجه آزادی در محیط نرم افزار کارسیم با در نظر گرفتن مکانیزم دیفرانسیل فعال و سیستم فرمان با ۴ درجه آزادی که شامل زاویه چرخ فرمان، جابجایی راک و زاویه چرخهای سمت چپ و راست به بررسی تأثیر استفاده از دیفرانسیل فعال محورهای جلو و عقب در فرمان پذیری خواهیم پرداخت. همچنین نتایج شبیه سازی با نتایج تجربی مقایسه و صحت نتایج تأیید می شود. در نهایت شاخصهای خوش فرمانی از قبیل سرعت جانبی و سرعت دورانی با روش جستجوی الگوریتم ژنتیک با تغییر در هندسه مکانیزم سیستم فرمان بهینه سازی می شود.

۲ مدل سازی سیستم

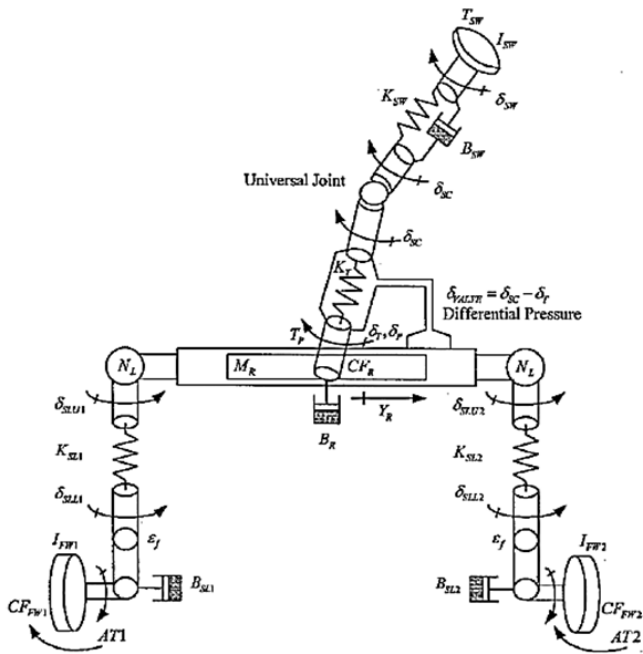
به منظور انجام مانورهای در نظر گرفته شده برای بررسی عملکرد فرمان پذیری و پایداری خودرو، از مدل دینامیکی غیرخطی خودرو با ۹ درجه آزادی استفاده شده است. درجات آزادی شامل ۲ درجه آزادی برای حرکت در صفحه (تغییر مکان خطی حرکات پیشروی و لغزش جانبی خودرو)، ۳ درجه آزادی برای

ورودی مکانیزم جابجایی خطی راک. در نهایت خروجی‌های مکانیزم S_{f1} و S_{fr} خروجی‌های مکانیزم هستند. مقادیر کمی خروجی پارامتر S_{f1} برابر با f_1 و مقدار کمی خروجی پارامتر S_{fr} برابر با f_2 است.



شکل ۲: مدل دینامیکی فرمان

بنابراین مدل‌سازی دقیق سیستم فرمان یکی از موضوعات اساسی بررسی عملکرد خودرو است. در مدل دینامیکی ۴ درجه آزادی سیستم فرمان هیدرولیک شکل ۳، معادلات نیرو و گشتاور با استفاده از روش نیوتن استخراج می‌شود [۱۴، ۱۵].



شکل ۳: شماتیکی از مدل سیستم فرمان هیدرولیک [۱۲].

مدل دینامیکی سیستم فرمان هیدرولیک شامل چرخ فرمان، چرخ چپ، چرخ راست و حرکت راک به ترتیب بصورت روابط (۸) تا (۱۱) است.

$$I_{sw} \ddot{\delta}_{sw} = T_{sw} - K_{sc}(\delta_{sw} - \delta_{sc}) - B_{sw}(\dot{\delta}_{sw} - \dot{\delta}_{sc}), \quad (8)$$

$$m_s [\dot{w} + vp - uq + h_{os}(p^\vee + q^\vee)] + e_{os}(pr - \dot{q}) = F_{s1} + F_{s2}, \quad (3)$$

$$I_{xx} \dot{p} - I_{xz}(\dot{r} + pq) + e_{os}(I_{zz} - I_{yy} - m_s h_{os}^\vee) qr + m_s h_{os}^\vee(\dot{v} + ur - wp) = F_{s1} - F_{s2} d_{uf}, \quad (4)$$

$$I_{yy} \dot{q} - I_{xz}(p^\vee - r^\vee) + (I_{xx} - I_{zz})rp - m_s h_{os}^\vee(\dot{u}_t + vr + wq) - M_s e_{os}^\vee(\dot{w} + vp - uq) = -(F_{s1} + F_{s2}) l_{uf}, \quad (5)$$

$$I_{zz} \dot{r} - I_{xz}qr + I_{xz} \dot{p} + (I_{yy} - I_{xx} + m_s e_{os}^\vee)qp - m_s e_{os}^\vee wp = \frac{T_w}{\psi} [(F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta_{f1} - (F_{y2} + F_{y1}) \sin \delta_{f1}] \times (F_{y2} + F_{y1}) l_{uf} - (F_{y3} + F_{y4}) l_{ur}. \quad (6)$$

رابطه (۷) معادله دوران هر یک از چرخ‌ها مرتبط با جرم فنربندی نشده را نشان می‌دهد:

$$m_{ui} \ddot{z}_{ui} = K_{ui}(z_{ri} - z_{ui}) + C_{ui}(\dot{z}_{ri} - \dot{z}_{ui}) + F_{si}, \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7)$$

که در آن به ترتیب m_s ، m_t و m_u جرم کل خودرو، جرم فنربندی شده و جرم فنربندی نشده؛ I_{zz} و I_{yy} ، I_{xx} ممان اینرسی کل خودرو حول محور طولی، جانبی و چرخشی، T_w فاصله بین چرخ‌های جلو و عقب خودرو، l_{ur} و l_{uf} فاصله اولین محور جلو، فاصله دومین محور جلو، فاصله اولین محور عقب و فاصله دومین محور عقب از مرکز جرم خودرو و K_{ui} و C_{ui} سختی فنر و ضریب دمپر سیستم تعلیق خودرو، پارامترهای F_{xi} و F_{yi} ($i = 1, 2, 3, 4$) نیروهای وارد بر تایرهای (۱) و (۲) یا تایرهای جلو و نیروهای وارد بر تایر (۳) و (۴) یا تایرهای عقب است. δ_{f1} ورودی فرمان محور اول است، اگر هر دو محور فرمان‌پذیر بودند. δ_{f2} نیز می‌توانست مطرح شود (که در اینجا اینگونه نیست). m_{ui} جرم فنربندی نشده مرتبط با چرخ‌ها $i = 1, 2, 3, 4$ است. اگر فرض کنیم هر چرخ در حالت اولیه z_{ui} باشد، و پس از مقداری جابجایی چرخ به z_{ri} برسد، مقدار تحریک چرخ $(z_{ri} - z_{ui})$ خواهد بود. h_{os} فاصله مرکز هندسی خودرو از مرکز جرم در راستای z ، e_{os} فاصله مرکز جرم خودرو از مرکز هندسی در راستای x هستند. u ، سرعت طولی و v ، سرعت جانبی و w نوسان خودرو در راستای z هستند. q ، p ، r ، نیز نرخ چرخش (سرعت گردش) خودرو در راستای x ، y ، z هستند.

۱.۲ مدل‌سازی سینماتیکی و دینامیکی سیستم فرمان هیدرولیک

با ترکیب معادلات دینامیکی خودرو و معادلات سیستم فرمان و حل آن‌ها در نرم افزار متلب به این نتیجه می‌رسیم که بدست آوردن توابع f_r و f_l با استفاده از حل سینماتیکی مکانیزم دنده مقدور خواهد بود. شکل ۲ مدل دینامیکی فرمان را نشان می‌دهد. بدین منظور با توجه به شکل، با فرض صفحه‌ای بودن مکانیزم سیستم فرمان مدلی از این مکانیزم بصورت شش بازویی در نظر گرفته می‌شود. (EP بازوی راک، BC و EF بازوی میله رابط فرمان چپ و راست، CD و FG بازوی فرمان چپ و راست، X

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \end{bmatrix} = B [T_e \quad T_{t1} \quad T_{t2} \quad T_{F1} \quad T_{F2}]^T, \quad (12)$$

$$\begin{bmatrix} \omega_{F1} \\ \omega_{F2} \end{bmatrix} = F \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$A_{11} = I_{\dot{\gamma}}^* + \frac{1}{\gamma} \dot{\gamma}^2 I_i^* + H_{11}^{\dot{\gamma}} I_{F1} + H_{12}^{\dot{\gamma}} I_{F2},$$

$$A_{12} = \frac{1}{\gamma} \dot{\gamma}^2 I_i^* - H_{11} H_{12} I_{F1} - H_{21} H_{22} I_{F2},$$

$$A_{21} = \frac{1}{\gamma} \dot{\gamma}^2 I_i^* - H_{11} H_{12} I_{F1} - H_{21} H_{22} I_{F2},$$

$$A_{22} = I_{\dot{\gamma}}^* + \frac{1}{\gamma} \dot{\gamma}^2 I_i^* + H_{11}^{\dot{\gamma}} I_{F1} + H_{12}^{\dot{\gamma}} I_{F2},$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{\gamma} & -1 & 0 & H_{12} & -H_{21} \\ \frac{1}{\gamma} & 0 & -1 & -H_{11} & H_{22} \end{bmatrix},$$

$$F = \begin{bmatrix} -H_{12} & H_{11} \\ H_{21} & -H_{22} \end{bmatrix}, \quad H_{11} = \frac{h_1}{\gamma(h_1 - 1)},$$

$$H_{12} = \frac{\gamma - h_1}{\gamma(h_1 - 1)}, \quad H_{21} = \frac{h_2}{\gamma(h_2 - 1)},$$

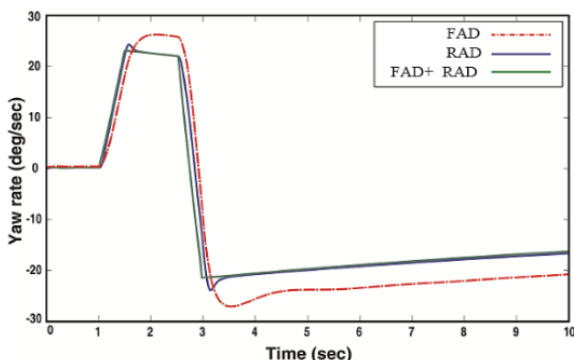
$$H_{22} = \frac{\gamma - h_2}{\gamma(h_2 - 1)}, \quad h_1 = h_2 = \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} = 1/125$$

$$I_{\dot{\gamma}}^* = I_{\dot{\gamma}} + I_{r1}, \quad I_i^* = I_{\dot{\gamma}} + I_{r2},$$

$$I_i^* = I_i + i^{-2} (I_c + I_{s1} + I_{s2}),$$

$$I_i^* = 0.16 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad I_{\dot{\gamma}}^* = I_{\dot{\gamma}}^* = 0.07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

T_e ، ω_2 و ω_1 به ترتیب سرعت زاویه‌ای چرخ‌های سمت چپ و راست، گشتاور خروجی از دیفرانسیل مرکزی به محور عقب، T_{t1} و T_{t2} به ترتیب گشتاور ورودی به چرخ‌های سمت چپ و راست و T_{F1} و T_{F2} به ترتیب گشتاور اصطکاکی انتقالی توسط کلاچ‌های سمت چپ و راست هستند. Z_1 تا Z_4 تعداد چرخ‌دنده‌های ۱ تا ۴ هستند که در شکل نشان داده شده است. I^* ممان اینرسی اجزای مختلف دیفرانسیل است، i نسبت دنده ورودی دیفرانسیل که برابر ۲/۸ در نظر گرفته شده است [۵]. به منظور بررسی تأثیر استفاده از دیفرانسیل فعال محورهای جلو و عقب، در فرمان‌پذیری خودرودی شبیه‌سازی شده، از مانور قلاب ماهی با سرعت اولیه ۶۰ کیلومتر بر ساعت برای مسیرهی به خودرو استفاده شده است. سرعت چرخشی کنترل شده و مطلوب برای خودرودی که دیفرانسیل فعال در محور عقب قرار دارد در شکل ۵ نشان داده شده است. علائم اختصاری بکار رفته در شکل عبارتند از: دیفرانسیل محور جلو: FAD و دیفرانسیل محور عقب: RAD و دیفرانسیل محور جلو و عقب: FAD + RAD.



شکل ۵: سرعت چرخشی خودرو با دیفرانسیل فعال در مانور قلاب ماهی.

$$I_{FW1} \ddot{\delta}_{FW1} = T_{FW1} - K_{SL1} (\delta_{SLU1} - \delta_{SLL1}) - AT_1 - B_{SL1} \dot{\delta}_{FW1} - CF_{FW} \times \text{sgn}(\dot{\delta}_{FW1}), \quad (9)$$

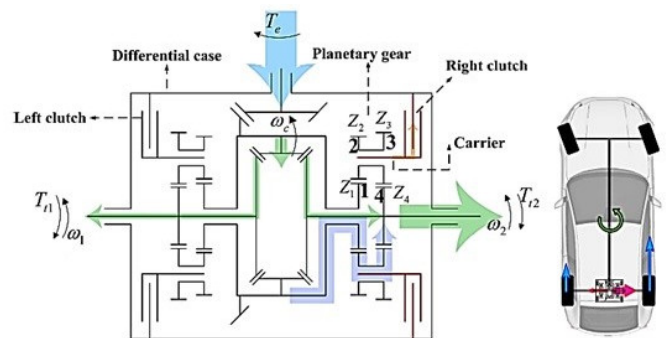
$$I_{FW2} \ddot{\delta}_{FW2} = T_{FW2} - K_{SL2} (\delta_{SLU2} - \delta_{SLL2}) - AT_2 - B_{SL2} \dot{\delta}_{FW2} - CF_{FW} \times \text{sgn}(\dot{\delta}_{FW2}), \quad (10)$$

$$M_{RY} \dot{Y}_R = \eta_F \frac{T_P}{R_P} - \eta_B \frac{T_{K1}}{N_{L1}} - \eta_B \frac{T_{K2}}{N_{L2}} - B_R \dot{Y}_R - \eta_{PS} F_{PS} - CF_R \times \text{sgn}(\dot{Y}_R). \quad (11)$$

در روابط بالایی T_{SW} ، δ_{SW} و δ_{SC} گشتاور چرخ فرمان، جابجایی زاویه‌ای چرخ فرمان و جابجایی زاویه‌ای ستون فرمان، N_{Li} نرخ اتصال فرمان جلو در سمت راننده ۱ و طرف مسافر ۲ که از جابجایی راک به زاویه عرض جاده به دست می‌آید. R_P شعاع پینیون، AT_1 و AT_2 گشتاور خودتنظیم سمت راست و چپ تایر؛ η_F بازده انتقال گشتاور جعبه فرمان که می‌تواند مساوی واحد در دنده فرمان راک پینیون در نظر گرفت؛ η_B بازده انتقال گشتاور پرسو؛ η_{PS} بازده سیستم فرمان ناشی از افت هیدرولیکی؛ F_{PS} نیروی کمک فرمان روی راک؛ \dot{Y}_R شتاب انتقالی جرم راک؛ K_{SL1} و K_{SL2} سختی چرخشی فرمان در سمت راست و چپ؛ I_{FW1} و I_{FW2} ممان اینرسی دورانی چرخ در سمت راست و چپ؛ B_{SL1} و B_{SL2} و B_R به ترتیب دمپ در هر بوش اتصالات فرمان در سمت راست و چپ و دمپ حرکت خطی راک فرمان؛ CF_{FW} و CF_R ؛ نیروی اصطکاک کولمب راک فرمان و جاده - چرخ؛ B_{SW} و I_{SW} ضریب دمپ ستون فرمان و ممان اینرسی چرخ فرمان؛ M_R ، K_{SC} و T_P به ترتیب سختی چرخشی ستون فرمان، جرم راک فرمان و گشتاور پینیون است.

۲.۲ مدل‌سازی دیفرانسیل و تأثیر آن بر محورهای خودرو

همچنین در این تحقیق از یک دیفرانسیل فعال با قابلیت کنترل جهت و مقدار گشتاور خروجی شکل ۴ در محور عقب [۶] استفاده شده است. سیستم مورد استفاده در این پژوهش دارای دو کلاچ ثابت و دو سری چرخ‌دنده سیارهای است که در دو طرف دیفرانسیل معمولی قرار دارند.



شکل ۴: دیفرانسیل فعال با قابلیت کنترل گشتاور [۶].

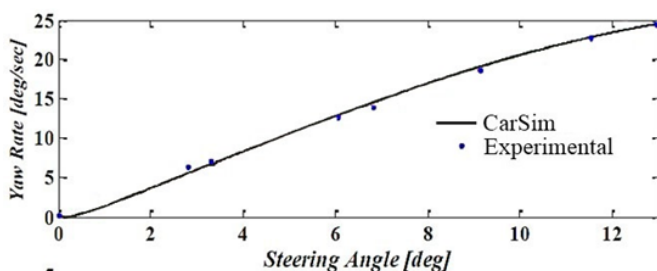
با نوشتن قوانین نیوتن برای اجزای دیفرانسیل فوق، معادلات دینامیکی حاکم بر آن از رابطه (۱۲) و سرعت نسبی بین صفحات کلاچ از رابطه (۱۴) به دست می‌آید [۵].

مقدار ماکزیمم زاویه غربیلک فرمان ۸۳ درجه و مقدار نرخ آن ۱/۲ است. ماکزیمم زاویه فرمان برای محور اول ۲/۸۶۳ و برای محور دوم ۲/۵۸۵ است [۱۹]. با توجه به اینکه نسبت چرخ‌ها برای محور اول و دوم به ترتیب ۳۰ و ۳۳ است، با محاسبه دقیق‌تر و تقسیم ماکزیمم زاویه غربیلک فرمان به نسبت فرمان محور اول و دوم (زاویه فرمان اعمالی بر سر چرخ‌های محور جلو سمت راست و چپ و محور عقب سمت راست و چپ)، مقدار زاویه چرخ‌ها برای محور اول ۲/۷۷ و برای محور دوم ۲/۵۲ بدست می‌آید که با مقایسه نتایج می‌توان بطور واضح خطاها را مشاهده کرد. داده‌های خودرو برای صحه‌گذاری مدل ارائه‌شده، در جدول ۲ مشخص شده است. پارامترهایی دیگر نظیر خصوصیات تیر (سازگاری تیر با ضریب اصطکاک سطح به سطح ۰/۸۵)، نسبت فرمان به ازای سرعت‌های ورودی مختلف برای حرکت خودرو، نوع مانور تغییر مسیر مطابق با تست‌های استاندارد کارسیم به مدل اعمال شد.

جدول ۲: داده‌های خودرو

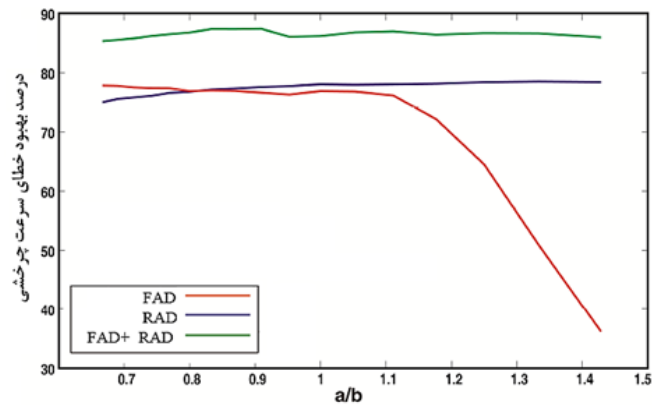
واحد	مقدار	داده‌های خودرو
km/h	۹۰ و ۴۰	سرعت طولی U
m	۱/۳۲۷	فاصله از محور جلو تا مرکز جرم a
m	۱/۲۳۷	فاصله از محور عقب تا مرکز جرم b
kg	۱۱۴۰	وزن خودرو m
kg · m ^۲	۱۶۵۰	ممان اینرسی حول محور z I_z
m	۱/۳۲۱	طول محور جلو و طول محور عقب t
m	۰/۰۰۶۸	شعاع پنیون R

نتایج شبیه‌سازی با نتایج نرم‌افزار کارسیم و نتایج آزمایشگاهی مرجع [۲۰] مقایسه شده است. صحه‌گذاری مدل ارائه‌شده با انجام دو مانور انجام شده است. ابتدا با سرعت طولی ۴۱ کیلومتر بر ساعت و سپس با سرعت طولی ۹۰ کیلومتر بر ساعت اعتبارسنجی انجام می‌شود. شکل ۷ و ۸ به ترتیب نشان‌دهنده نتایج شبیه‌سازی مدل نرم‌افزار کارسیم و نتایج تجربی است، که در شرایط جاده‌ای خشک با سرعت ۴۱ کیلومتر بر ساعت نتایج شبیه‌سازی بدست آمده است. همان‌طور که در شکل ۷ نشان داده شده است، نتایج مدل دینامیکی ارائه‌شده و نرم‌افزار کارسیم به هم نزدیک است و اختلاف ناچیز به دلیل وجود تیر نیمه‌تجربی در این نرم‌افزار است. همچنین مقایسه نتایج با نتایج خودروی واقعی، بیان‌کننده این موضوع است که مدل ارائه‌شده رفتار یک خودروی واقعی را داراست. با توجه به اینکه برای بررسی فرمان‌پذیری خودرو، نرخ چرخش و شتاب جانبی از متغیرهای مهم هستند، بدین منظور فقط نتایج مربوط به این دو متغیر برای ارزیابی مدل دینامیکی ارائه‌شده، آورده شده است.



شکل ۷: صحه‌گذاری زاویه یاو خودرو در سرعت طولی ۴۱ کیلومتر بر ثانیه

درصد بهبود فرمان‌پذیری (سرعت چرخشی خودرو) برای مانور قلاب ماهی در شکل ۶ و جدول ۱ مشاهده می‌شود.



شکل ۶: درصد بهبود خطای سرعت چرخشی نسبت به تغییر موقعیت مرکز جرم در مانور قلاب ماهی.

جدول ۱: درصد بهبود فرمان‌پذیری نسبت به خودروی معمولی

نام مانور	محور جلو	محور عقب	هر دو محور
قلاب ماهی	۷۷/۷۲	۷۵/۱۱	۸۵/۱۴

بهبود رفتار خودرو هنگام استفاده همزمان این سیستم‌ها در محورهای جلو و عقب مشهود است. همچنین استفاده از دیفرانسیل فعال در محورهای جلو و عقب تأثیر تقریباً یکسانی در بهبود رفتار خودرو دارد. بهبود جزئی در محور جلو می‌تواند به دلیل نزدیک‌تر بودن مرکز جرم خودروی در نظر گرفته‌شده، به محور جلو باشد. برای بررسی این مسئله با تغییر موقعیت مرکز جرم، تأثیر عملکرد دیفرانسیل فعال در محورهای جلو و عقب مورد بررسی قرار می‌گیرد.

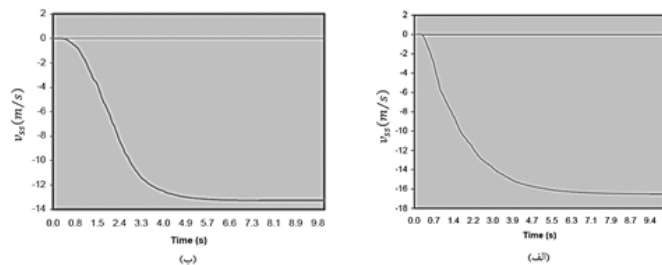
اما هرچه مرکز جرم خودرو به محور عقب نزدیک‌تر باشد، از کارایی این سیستم‌ها در محور جلو کاسته می‌شود تا جایی که اگر $\frac{a}{b} > 1/1$ (فاصله مرکز جرم از محور جلو) و یا خودروهایی که موقعیت مرکز جرم به هر دلیلی می‌تواند تغییر کند، استفاده از دیفرانسیل فعال در محور جلو توصیه نمی‌شود.

برای مدل‌سازی رفتار تیر در ارزیابی نیروهای بین جاده و تیر مدل‌های زیادی ارائه شده است که در این مقاله از مدل تیر دوگاف [۱۶] که یک گزینه مناسب است استفاده شده، چرا که به تعداد پارامترهای کمتری نیاز داشته و فرمول‌بندی آن نزدیک به فرمول‌بندی خطی است. در مدل‌سازی کلاچ نیز از مدل اصطکاک کارنپ [۱۷] استفاده شده است.

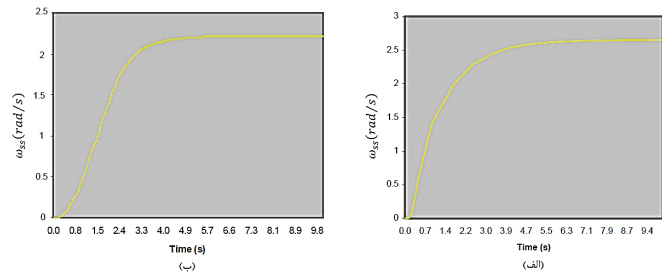
۳ شبیه‌سازی در نرم‌افزار و صحه‌گذاری مدل

در این بخش، کیفیت فرمان‌پذیری، مدل دینامیکی خودروی شبیه‌سازی شده مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نرم‌افزار کارسیم [۱۸] برای شبیه‌سازی، ورودی سیستم فرمان هیدرولیک شامل گشتاور غربیلک فرمان و نیروی جانبی (برای محاسبه گشتاور خودتنظیم) هستند. همچنین ورودی خودرو شامل سرعت طولی، نیروهای طولی، جانبی و نرمال و زاویه چرخ سمت چپ و راست محور جلو و عقب هستند.

(مختصات اتصالات سازوکار فرمان) که از ترکیب معادلات حرکت خودرو و معادلات دینامیکی سیستم فرمان و حل این معادلات در نرم‌افزار بدست آمده، نشان داده شده است. مسئله مورد نظر برای محدوده سرعتی در بازه $0 < v \leq 50$ km/h و $50 < v \leq 100$ km/h مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان داد که در محدوده‌های سرعتی اول و دوم، تأثیر تغییرات ویژگی‌های سینماتیکی مکانیزم فرمان بر شاخص‌های فرمان‌پذیری خودرو چشمگیر نبوده و این تأثیر تنها در محدوده سرعت بالاتر از ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت نمود بارزی پیدا خواهد کرد. بر اساس نتایج بدست آمده از حل مسئله بهینه‌سازی در بالاترین محدوده سرعتی (برای سرعت ۱۱۰ کیلومتر بر ساعت) نمودارهای تغییرات شاخص فرمان‌پذیری v_{ss} و ω_{ss} ترسیم شده است. مطابق شکل‌های ۹ و ۱۰، تفاوت زمانی پاسخ‌ها که بین دو سیستم فرمان معمولی و بهینه‌شده در نمودارها به چشم می‌خورد با نتایج مورد انتظار، سازگاری کامل دارد.

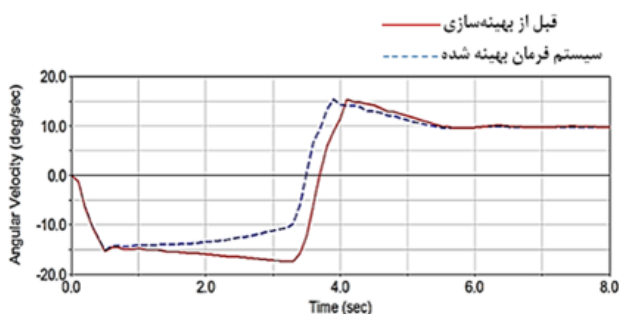


شکل ۹: پاسخ نهایی سرعت جانبی، (الف) قبل از بهینه‌سازی، (ب) پس از بهینه‌سازی

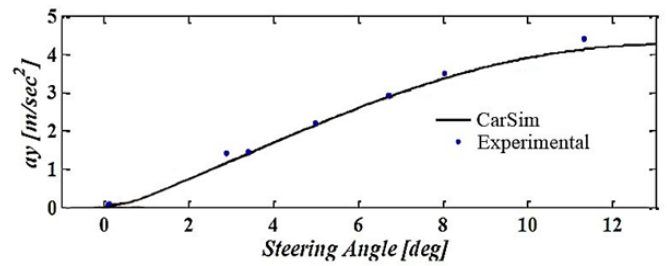


شکل ۱۰: پاسخ نهایی سرعت دورانی، (الف) قبل از بهینه‌سازی، (ب) پس از بهینه‌سازی

در ادامه به بررسی رفتار خودروی بهینه‌شده می‌پردازیم. شکل ۱۱، مقایسه بین نرخ زاویه یابو قبل و پس از بهینه‌سازی است. بررسی شکل، نشان می‌دهد که بهینه‌سازی انجام‌شده، باعث کاهش نرخ یابو و افزایش پایداری خودرو می‌گردد.



شکل ۱۱: اثر بهینه‌سازی بر نرخ یابو خودرو



شکل ۸: صحنه‌گذاری شتاب خودرو در سرعت طولی ۴۱ کیلومتر بر ثانیه

۴ بهینه‌سازی شاخص‌های فرمان‌پذیری با الگوریتم ژنتیک

در بهینه‌سازی، مختصات هندسی اتصالات سیستم فرمان به عنوان ورودی‌ها و شاخص‌های فرمان‌پذیری مثل سرعت‌های جانبی v و دورانی ω به عنوان خروجی‌ها و پارامترهای بهینه‌شده در نظر گرفته می‌گیریم. از میان مقادیر مختلف شاخص‌ها، چهار مقدار زیر بطور مشخص بیشترین تأثیر را بر احساس سرنشینان خودرو از کیفیت فرمان‌پذیری دارند [۲۱].

- v_{peak} : حداکثر پاسخ سرعت جانبی در منطقه گذرا
- v_{ss} : پاسخ نهایی سرعت جانبی
- ω_{peak} : حداکثر پاسخ سرعت دورانی در منطقه گذرا
- ω_{ss} : پاسخ نهایی سرعت دورانی

همچنین، زمان رسیدن به اولین ماکزیمم سرعت جانبی $t_{v_{peak}}$ و سرعت دورانی $t_{\omega_{peak}}$ نیز بر احساس سرنشینان از فرمان‌پذیری خودرو تأثیر محسوس دارند. ضرورت ارضای قیدهای سینماتیکی و هندسی سیستم فرمان (زوایای آکرمن) که در نرم‌افزار کارسیم مورد استفاده قرار گرفته است [۲۲، ۲۳] توسط متغیرهای ورودی مسئله، باعث می‌شود که مسئله مورد بحث در کلی‌ترین حالت بصورت یک مسئله بهینه‌سازی چند هدفی ناخطی بیان گردد که در آن، ترکیبی خطی از شاخص‌های شش‌گانه فوق‌الذکر با ضرایب وزنی مناسب به عنوان تابع هدف تعریف می‌گردد. صورت کلی تابع هدف رابطه (۱۴) به شکل زیر است:

$$obj = C_1 v_{peak} + C_2 v_{ss} + C_3 \omega_{peak} + C_4 \omega_{ss} + C_5 t_{v_{peak}} + C_6 t_{\omega_{peak}} \quad (14)$$

که در آن C_1 تا C_6 ضرایب وزنی شاخص‌های شش‌گانه مورد نظر هستند که در تابع هدف بکار رفته در تحقیق حاضر، ضرایب جملات C_1 و C_3 و C_5 و C_6 برابر ۱ و ضرایب جملات C_2 و C_4 که مربوط به جملات بخش پایایی پاسخ سیستم هستند، به دلیل اهمیت این بخش در مقایسه با بخش گذرا برابر ۲ در نظر گرفته شده است.

۱.۴ بررسی نتایج بهینه‌سازی

در شکل ۹ و ۱۰، پاسخ‌های بهینه‌شده خودرو به ازای ورودی پله‌ای زاویه غریبک به میزان درجه (سرعت جانبی و سرعت چرخش حول محور قائم) و پاسخ‌های چرخ‌های فرمان‌پذیر به ازای یک مجموعه از مقادیر ورودی

۵ نتیجه‌گیری

تحلیل انجام‌شده برای بررسی تأثیر استفاده از دیفرانسیل فعال دارای نتایج زیر است:

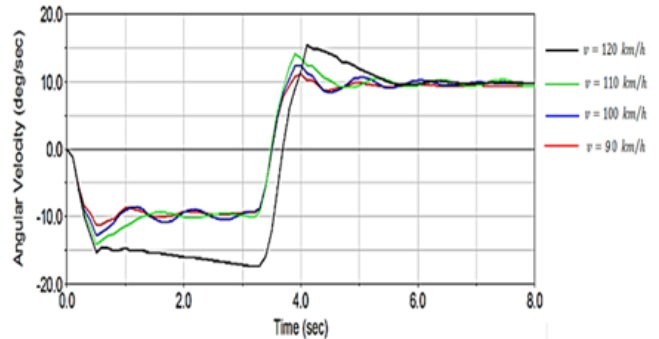
۱. برای خودروهایی که موقعیت مرکز جرم به محور عقب نزدیک‌تر است، استفاده از دیفرانسیل فعال در محور جلو توصیه نمی‌شود.
۲. برای خودروهایی که مرکز جرم به محور جلو نزدیک‌تر است، استفاده از دیفرانسیل فعال در محور جلو و یا عقب، تأثیری تقریباً یکسانی را خواهد داشت.

در نهایت در این تحقیق، روشی برای تعیین مختصات اتصالات مکانیزم فرمان به منظور دستیابی به بهترین کیفیت فرمان‌پذیری با در نظر گرفتن اصول طراحی سیستم فرمان ارائه گردید. روش پیشنهادی برای بهینه‌سازی شاخص‌های فرمان‌پذیری، به دلیل استفاده از الگوریتم ژنتیک امکان تعیین سریع مختصات بهینه اتصالات را برای هر نوع مکانیزم فرمان فراهم می‌کند. همچنین کارایی روش پیشنهادی و صحت نتایج بدست‌آمده از طریق مقایسه رفتار دینامیکی نمونه عادی خودرو با نمونه بهینه‌شده بر اساس نتایج بدست‌آمده در این پژوهش نشان داده شد.

مراجع

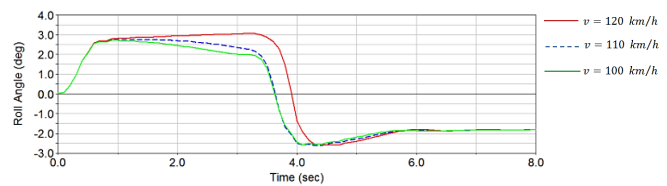
- [1] Piyabongkarn, Damrongrit, Lew, Jae Y, Rajamani, Rajesh, and Grogg, John A. Active driveline torque-management systems. *IEEE Control Systems Magazine*, 30(4):86-102, 2010.
- [2] Osborn, Russell P and Shim, Taehyun. Independent control of all-wheel-drive torque distribution. *Vehicle system dynamics*, 44(7):529-546, 2006.
- [3] Motoyama, Sumio, Uki, H, ISODA Manager, K, and YUASA Manager, H. Effect of traction force distribution control on vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 22(5-6):455-464, 1993.
- [4] Sawase, Kaoru and Sano, Yoshiaki. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/breaking force. *JSAE review*, 20(2):289-295, 1999.
- [5] Deur, Joško, Ivanović, Vladimir, Hancock, Matthew, and Assadian, Francis. Modeling and analysis of active differential dynamics. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 132(6):061501, 2010.
- [6] Abe, Masato. *Vehicle handling dynamics: theory and application*. Butterworth-Heinemann, 2015.
- [7] Mirzaei, M, Alizadeh, G, Eslamian, M, and Azadi, S. An optimal approach to non-linear control of vehicle yaw dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 222(4):217-229, jun 2008.
- [8] Xu, Ying, fu Zong, Chang, hsiang Na, Hsiao, and Liu, Lei. Investigations on control algorithm of steady-state cornering and control strategy for dynamical correction in a steer-by-wire system. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 10(6):900-908, jun 2009.

در شکل ۱۲، نتیجه افزایش سرعت بر میزان نرخ یاو خودرو قابل مشاهده است. نتایج نشان می‌دهد در سرعت‌های بیش از ۱۲۰ کیلومتر بر ساعت با وجود بهینه‌سازی متغیرهای طراحی، خودرو ناپایدار خواهد بود. جهت بررسی پارامترها، بقیه نتایج مانورها با سرعت بیش از ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت انجام شده‌اند.



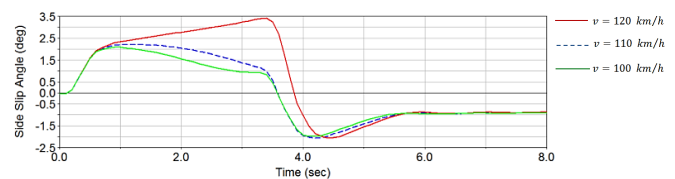
شکل ۱۲: اثر افزایش سرعت بر میزان نرخ یاو سیستم فرمان بهینه‌شده

شکل ۱۳، میزان زاویه غلت را نشان می‌دهد. هر چه این میزان کمتر باشد، خودرو فرمان‌پذیری بهتر و پایداری بیشتری خواهد داشت. زاویه غلت مربوط به سرعت ۱۲۰ کیلومتر بر ساعت که با رنگ قرمز نشان داده شده است، با اختلاف محسوسی بیشتر از دو حالت دیگر است. این نشان‌دهنده کاهش بیشتر فرمان‌پذیری خودرو است.

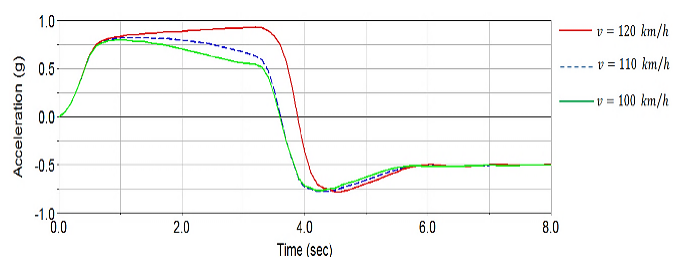


شکل ۱۳: مقایسه زاویه غلت خودرو در سرعت‌های مختلف سیستم فرمان بهینه‌شده

هر چه مقدار زاویه لغزش و شتاب جانبی خودرو کمتر باشد، خودرو پایداری بیشتری دارد. با توجه به شکل‌های ۱۴ و ۱۵، این دو پارامتر برای مانور سرعت بالا، بسیار بیشتر از دو حالت دیگر است.



شکل ۱۴: مقایسه زاویه لغزش خودرو در سرعت‌های مختلف برای سیستم فرمان بهینه‌شده



شکل ۱۵: مقایسه شتاب جانبی خودرو در سرعت‌های مختلف برای سیستم فرمان بهینه‌شده

- [9] Brandt, Thorsten, Hiesgen, Gregor, Hesse, Benjamin, Schramm, Dieter, Bröcker, Markus, and Heitzer, H. Linear stability and performance analysis of shared lane keeping between driver and assistance system. in *Proceedings of 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 2008)*, 2008.
- [10] Zhao, Qiu Fang, He, Tao, Xu, Wen Juan, and Liu, Zhi Qiang. The research of vehicle handling stability based on ADAMS. *Applied Mechanics and Materials*, 127:248–251, oct 2011.
- [11] Mashadi, Behrooz and Salamipour, Parsa. Using active caster for the enhancement of vehicle handling dynamics. *Modares Mechanical Engineering*, 15(9):322–332, 2015.
- [12] Zhao, Wanzhong, Luan, Zhongkai, and Wang, Chunyan. Parameter optimization design of vehicle e-HHPS system based on an improved MOPSO algorithm. *Advances in Engineering Software*, 123:51–61, sep 2018.
- [13] Greenwood, Donald T. *Advanced dynamics*. Cambridge University Press, 2006.
- [14] Zhou, Yong, Mo, Yiwei, Huang, Wei, and Sun, Yangyang. Modelica-based modeling and simulation of hydraulic power steering system. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, 48(3), 2013.
- [15] Rupp, Matthew Y. *Passive dynamic steering system model for use in vehicle Dynamics simulation*. Ph.D. thesis, The Ohio State University, 1994.
- [16] Dugoff, Howard, Fancher, Paul S, and Segel, Leonard. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. tech. rep., 1969.
- [17] Karnopp, Dean. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 107(1):100, 1985.
- [18] Duarte, Francisco, Ferreira, Adelino, and Fael, Paulo. Software tool for simulation of vehicle – road interaction. *Engineering Computations*, 34(5):1501–1526, jul 2017.
- [19] Yun, Seokchan, Han, Changsoo, and Wuh, Durkhyun. A study on the dynamic analysis and control algorithm for a motor driven power steering system. *KSME International Journal*, 16(2):155–164, feb 2002.
- [20] Fancher, Paul S. Simulation of the directional response characteristics of tractor-semitrailer vehicles. final report. 1979.
- [21] Ellis, John Ronaine. *Vehicle handling dynamics*. 1994.
- [22] Lukin, Pavel Petrovič, Gasparânc, Grant Arutûnoviç, and Rodinov, Vasilij Fedoroviç. *Automobile Chassis: Design and Calculations*. Mir Publishers, 1989.
- [23] Durstine, John W. The truck steering system from hand wheel to road wheel. in *SAE Technical Paper Series*. SAE International, feb 1973.