



بهینه سازی فرمان برقی برای افراد با معلولیت جسمی و حرکتی

حمیدرضا پیرحیاتی^{۱*}، جلیل جمالی^۲

*۱- کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد واحد تهران جنوب

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب

پست الکترونیکی: j.jamali@iau-shoushtar.ac.ir

۱۴۰۰-۳-۰۱: تاریخ دریافت ۱۴۰۰-۳-۰۹: تاریخ پذیرش

چکیده: با رشد روز افزون صنعت خودرو نیاز به سیستم فرمان با عملکرد و دقت بالا ضروری می باشد تا نیازهای موجود را به بهترین نحو برآورده سازد. سیستم فرمان برقی بهترین گزینه در راه رسیدن به این مطلوب است، که داغ ترین موضوعات در زمینه فرمان برقی خودرو کنترل و کاهش تداخلات سیستم فرمان است. فرمان گیری بهبود یافته و پایداری مطلوب دوجنبه مهم فرمان پذیری خودرو هستند. در این پژوهش سیستم فرمان برقی به منظور بهبود ویژگی خوش فرمانی و پایداری خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. در ابتدا به مقایسه سیستم فرمان برقی با سیستم فرمان هیدرولیک پرداخته و سپس پیشینه پژوهش استخراج گردیده و در ادامه اجزاء و عملکرد سیستم فرمان برقی مورد مطالعه قرار گرفته است، در انتهای تحقیق به نتیجه گیری و پیشنهادات مربوطه پرداخته شده است. در این پژوهش سعی شده است تا با استفاده از سیستم فرمان برقی، رفتار جانبی خودرو کنترل شود. شبیه سازی نشان می دهد که این سیستم کاهش چندانانی در میزان سرعت طولی ایجاد نمی کند.

واژه‌های کلیدی: فرمان برقی، بهینه سازی، معلولیت

۱. مقدمه

فرمان خودرو، وظیفه‌ی خطیر هدایت خودرو را برعهده دارد. در یک فرمان ایده ال می‌بایست زاویه فرمان چرخ‌ها در مقابل گشتاور ورودی به غریبک فرمان بصورت خطی تغییر نماید. تنظیم چرخ‌ها در سیستم تعلیق و سیستم فرمان در تقابل بوده و نیاز به طراحی بهینه دارد.

سیستم فرمان بهینه، باید خصوصیات نظیر بهره مناسب، رفتار گذرای خوب، حداکثر جذب انرژی، قابلیت تنظیم موقعیت جهت همخوانی با شرایط بدنی راننده، داشتن حداقل وزن و گرفتن حداقل فضا و ... را برآورده سازد.

در سیستم فرمان برقی، همه عملکردها، کاملاً برقی بوده و قطعات مکانیکی و هیدرولیکی در حد معقولی کاهش یافته است. در این فرمان، گشتاور اعمالی و زاویه فرمان ورودی توسط راننده به وسیله سنسور به کنترلر (در این پژوهش کنترل بهینه تطبیقی)، فرستاده می شود. موتور الکتریکی بلافاصله به ایجاد گشتاور مربوطه طی سرعت چرخشی خاصی می پردازد. بدین ترتیب سیستم تبدیل به یک سیستم کنترلی مدار بسته می شود. با کنترل زاویه فرمان گیری چرخ‌های فرمان گیر، رفتار

جانبی خودرو را می توان کنترل نمود. به عبارت دیگر، ورودی فرمان به کمک دو سیم به موتور انتقال و کنترلر با کنترل جریان ورودی به موتور تغییرات در زاویه چرخها را اعمال می کند.

افراد کم توان به هنگام راندن وسیله ی نقلیه ی خود برای چرخاندن فرمان با مشکل مواجه هستند. در برخی موارد، این دشواری می تواند منجر به از دست دادن خودمختاری شخص شود، که در روحیه ی فرد کم توان، خانواده اش و غیر مستقیم بر جامعه تاثیر دارد. اطلاعات زیادی در مورد رانندگی بین افراد ناتوان وجود ندارد.

لیائو و دیو به مدل سازی و آنالیز سیستم فرمان برقی و تاثیر آن بر روی رفتار دینامیکی خودرو می پردازند. ایشان از کاهش ۳٪ مصرف سوخت در خودرو با وجود فرمان برقی و همچنین سبک بودن آن بعنوان دو مزیت مهم فرمان برقی نام می برد. آساک با بررسی معادلات ریاضی سیستم فرمان را بصورت دستی مدل می کند. کنترلر مورد استفاده او PI بوده که تنظیم ولتاژ موتور را انجام میدهد. او خودرو را در یک مسیر دایره ای که شامل یک سرعت گیر می باشد و با سرعت ثابت، تحت تست قرار داده و به بررسی نیروها و گشتاورهای ایجاد شده در چرخها و مکانیزم فرمان می پردازد. بنظر می رسد نتایج آنها با نتایج تست واقعی نزدیک است [۱۴].

دو یول پانگ، بونگ چون جانگ و سونگ چول لی با مدل سازی فرمان برقی به بررسی مکانیزم فرمان بدون وجود مدل کامل خودرو پرداختند. آنها به این نتیجه رسیدند، با ایجاد نیروی کمکی لازم توسط هر دو نوع کنترلر، کنترلر PD نسبت به P بیشتر می تواند لرزشها را دمپ کند و لرزش کمتری به دست راننده وارد میشود [۱۱].

بزاز، به طراحی کنترلر مقاوم برای سیستم فرمان برقی پرداخته است. در این پژوهش هدف، تنها افزایش راحتی راننده و فراهم آوردن نرمی سیستم فرمان می باشد. به همین دلیل از اختلاف زاویه ایجاد شده مابین شفت غربلیک فرمان و قید انتهایی آن، به عنوان نشان دهنده گشتاور وارده توسط راننده استفاده نموده و با وارد نمودن این اختلاف زاویه به کنترلر، گشتاور کمکی مناسب را به سیستم فرمان اعمال نموده است. کنترلر طراحی شده قادر است در شرایط مختلف از جمله تغییر وزن خودرو هدف مورد نظر طراح را که تا ۸۰٪ گشتاور مورد نیاز راننده در طی انجام مانور می باشد، برآورده سازد. [۴]

کمک فرمان الکتریکی معمولاً توسط سیستم های EPAS با استفاده از نقشه های تقویتی فراهم می شود. و به شکل توابع ریاضیاتی گشتاور راننده و سرعت خودرو مدلسازی می شوند. در ابتدا یک رابطه بهینه بین گشتاور وارد توسط راننده و کمک فرمان به شیوه به حداقل رساندن معیار متناظر با پارامترهای انسانی مرتبط ارائه می شود و آن را با نقشه ای کلاسیک مقایسه می کند. در ادامه، اصلاحات این منحنی ها برای تطبیق آن ها با رانندگان کم توان انجام می شود. در نهایت، شبیه سازی کمک فرمان جدید در زمینه معماری کنترل عمومی انجام خواهد شد.

۲. روش تحقیق

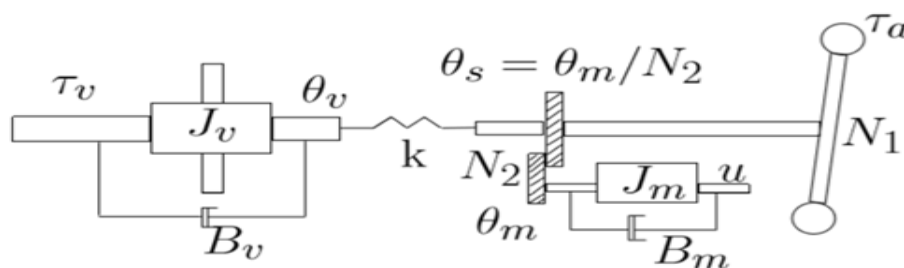
برای رسیدن به هدف اصلی این پژوهش یک معماری کنترل عمومی سیستم فرمان پیشنهاد شده است. ابتدا سیستم های دینامیکی سازنده این معماری توصیف می شود. که عموماً سیستم هدایت و مدل دینامیکی گشتاور اصطکاک چرخ با جاده است. کاربرد اصلی مدل های پیشنهاد شده شبیه سازی عددی است. برای هر سیستم، یک دورنما از تکنولوژی متناظر ارائه شده است. سپس، یک توصیف ریاضیاتی از هر کدام ارائه می شود.

در راستای اهداف این پروژه، روی خودروهای شهری استاندارد تمرکز می کنیم. طرح چرخ های جلویی محرک برای این خودروها استفاده می شود که موتور در جلوی محور جلویی قرار دارد و حرکت سیستم فرمان به چرخ های جلویی انتقال داده می شود. تنظیمات استاندارد دنده چنگک و پینیون است. در جعبه دنده با نام چنگکی و پینیون، پینیون که از طریق ستون فرمان توسط فرمان کنترل می شود، دارای دندانه هایی است که با دندانه های چنگک درگیر می شود. دندانه های مارپیچ جایگزین دندانه های قدیمی عمودی می شوند چون فشار روی دندانه را کاهش می دهند. پینیون توسط میله هدایت چرخانده می شود که توسط فرمان کنترل می شود. تکانه ی اعمال شده توسط دندانه های پینیون روی چنگک میله رابط

را جابجا می کند که به چرخ های خودرو متصل است. به این طریق، جابجایی میله رابط چرخ های خودرو را هدایت می کند.

مدل ریاضی سیستم هدایت

یک سیستم فرمان واقعی شامل چندین بخش غیر خطی مانند نیروهای اصطکاک ستون، چنگک، موتور و اصطکاک و نیروهای بازدارنده ی گیربکس است. کنترل کننده بازخورد که بر اساس مدل کاهش یافته طراحی شده است باید به قدری قدرتمند باشد که پایداری و عملکرد رضایت بخشی را در سیستم واقعی فراهم کند. معادله حرکت با اعمال قانون دوم نیوتن و بررسی گشتاور اعمال شده بر ستون فرمان و نیروی داده شده به پینیون توسط موتور الکتریکی به دست آمده اند. نیروهای وارد بر چنگک و معادلات الکتریکی موتور در نظر گرفته شده است.



شکل ۱. مدل مکانیکی سیستم هدایت

$$J_v \ddot{\theta}_v(t) = \tau_v - k(\theta_v(t) - \theta_s(t)) - B_v \dot{\theta}_v(t)$$

$$J_T \ddot{\theta}_s(t) = -k(\theta_s(t) - \theta_v(t)) - N_2^2 B_m \dot{\theta}_s(t) - \frac{\tau_a}{N_1} + N_2 u$$

که در آن $J_T = \left(J_c + N_2^2 J_m + \frac{J_w}{N_1^2} \right)$ اینرسی کل سیستم است که از مجموع اینرسی ستون J_c ، اینرسی موتور J_m و اینرسی چنگک J_w به دست می آید. موتور الکتریکی به ستون فرمان از طریق نسبت دنده تقویتی N_2 متصل است و چنگک از طریق نسبت کاهنده N_1 به آن متصل است. متغیرهای B_m و B_v نشان دهنده ی ویسکوزیته ی فرمان و موتور الکتریکی هستند.

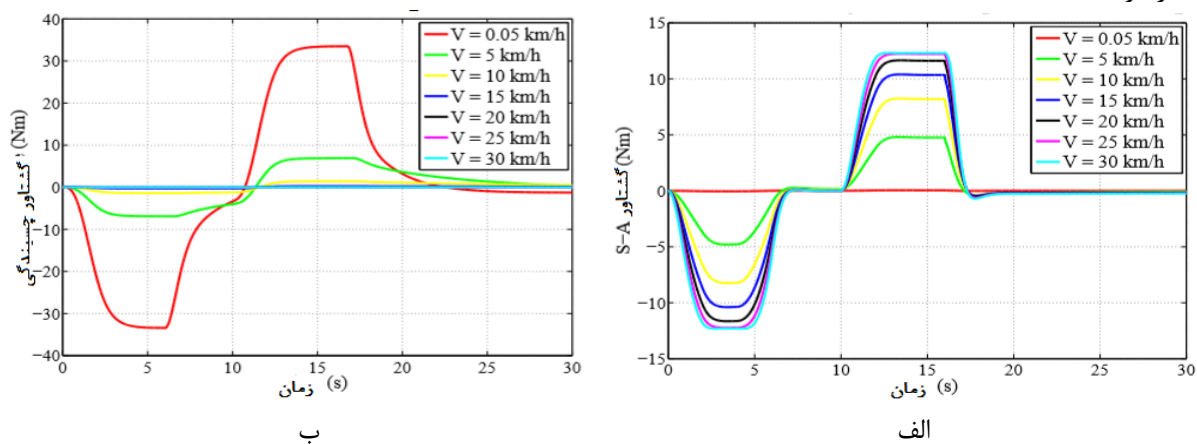
گشتاور پیچشی $F_t = k(\theta_v(t) - \theta_s(t))$ در دو معادله با علامت مخالف ظاهر می شود و عامل مهم ارتعاشات ستون فرمان در حلقه ی باز است. زوایای $\theta_v(t)$ ، $\theta_s(t)$ و $\theta_m(t)$ به ترتیب با مکان زاویه ای فرمان، ستون فرمان و موتور متناظر است. زاویه ی میله ستون را می توان با تقسیم زاویه موتور $\theta_m(t)$ بر نسبت دنده N_2 به دست آورد. گشتاور اعمالی راننده τ_v و گشتاور اصطکاک چرخ و جاده τ_a و ورودی کنترل u است و حس هدایت راننده را بهبود می بخشد. اصطکاک بر حساسیت تنظیم کننده فرمان تاثیر می گذارد، به خصوص زمانی که گشتاور ورودی برای تغییرات کوچک مکان چنگک نسبتاً کم است. کاهش اصطکاک اجزای مکانیکی فرمان یکی از اقدامات متقابل این مسئله است. جبران مداوم اصطکاک گزینه ی دیگری را پیش روی ما می گذارد زیرا موتور کمکی می تواند گشتاور خنثی کننده را تولید کند.

۳. بحث و نتایج

دینامیک های خیلی سریع مانند گشتاور چسبندگی به صورت مرحله ای تغییر می کنند. و شامل مولفه های فرکانس بالا می شود که ارتعاش و ناپایداری را به وجود می آورند. در این پژوهش، مدل گشتاور چسبندگی با معرفی بستگی مدل به سرعت خودرو بهبود یافته است.

چندین شبیه سازی برای سرعت های ۰ تا ۳۰ کیلومتر بر ساعت در طول محدوده زمانی چند ثانیه انجام شده است تا تاثیر حالت پایدار مشاهده شود. علت انتخاب این محدوده سرعت بین ۰ تا ۳۰ این است که سیستم EPS در این محدوده عمل می

کند. گشتاور چسبندگی با افزایش سرعت به صورت نمایی کاهش می یابد تا مشارکت خود تنظیمی با افزایش سرعت مهم تر گردد.



شکل شبیه سازی مدل الف) گشتاور خودتنظیمی ب) گشتاور چسبندگی برای سرعت های مختلف در محدوده ی موردنظر.

تحلیل گشتاورهای وارد بر سیستم EPS

گشتاورهای ستون فرمان

فرض می کنیم سختی k ستون فرمان بی نهایت است یا می توان تاثیر آن را جبران کرد. در این مورد، می توان پیش ستون $\theta_v - \theta_s = 0$ را نادیده گرفت و زاویه فرمان متناظر را در نظر داشت $\theta_v = \theta_s = 0$. بنابراین:

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + \frac{\tau_a}{N_1} = \tau_v + U$$

که $B = B_v + N_2^2 B_m$ و $J = J_v + J_T$ به ترتیب اینرسی کل و ویسکوزیته کل سیستم در سطح فرمان هستند. ورودی $U = N_2 u$ متناظر با کمک فراهم شده توسط موتور الکتریکی است که بر ستون فرمان عمل می کند.

برای سرعت نزدیک به صفر خودرو، گشتاور چسبندگی، مانند گشتاور اصطکاک جاده و چرخ دال عمل می کند. در نتیجه، در این مقاله از مدل اصطکاک دال استفاده می شود.

گشتاور اصطکاک تماسی حالت سکون

مدل دینامیکی دال ([31][30][32]) با معادله دیفرانسیل زیر داده می شود

$$\frac{dF}{d\theta_1} = \sigma_0 \left[1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_1) \right]$$

که σ_0 ضریب سختی طولی پلاستیکی است، F_c نیروی اصطکاک کولمب است و $\theta_1 = \theta/N_1$ مکان زاویه ای فرمان اعمال شده در سطح چرخ است و $\dot{\theta}_1$ مشتق آن است. برای به دست آوردن مدل دامنه زمان معادل، تغییر مختصات زیر لازم است

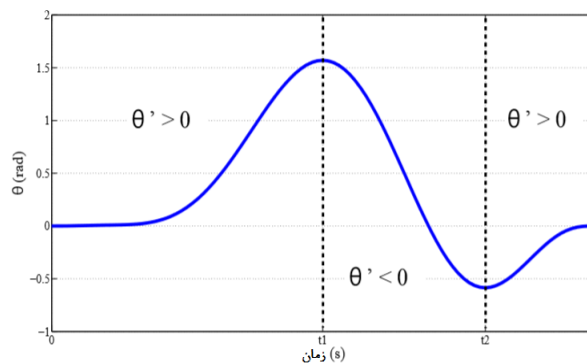
$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{d\theta_1} \frac{d\theta_1}{dt} = \frac{dF}{d\theta_1} \dot{\theta}_1 = \sigma_0 \left[1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_1) \right] \dot{\theta}_1$$

گشتاور بار τ_a را می توان برحسب تابعی از f مانند زیر نشان داد که F_n و L به ترتیب نیروی عمود و طول صفحه هستند.

$$\tau_a = F_n L F$$

برای سرعت ثابت $\dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_1^*$ می توان نیروی اصطکاک حالت پایدار F زیر را به دست آورد

$$\bar{F} = \sigma_0 \bar{z} = F_c \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_1^*)$$



شکل نمودار حرکت فرمان مورد استفاده برای محاسبه راه حل تحلیلی مدل اصطکاک دال

برای این مدل، می توان راه حل معادله دیفرانسیل آن را به شکل بسته برای یک سیگنال با علامت متغیر محاسبه کرد. حرکت فرمان نشان داده شده در شکل ۴،۱ را در نظر بگیرید. محدوده زمانی $t \in [0, t_1]$ را فرض می کنیم که در آن سیگنال سرعت مثبت است و سیستم با شرایط اولیه $F(\theta_0) = 0$ و $\theta(0) = \theta_0$ آغاز می شود. راه حل به شکل زیر است:

$$F_1(t) = F_c \left[1 - \exp^{-\frac{\sigma_0}{F_c} \left(\frac{\theta(t) - \theta_0}{N_1} \right)} \right]$$

اگر سیگنال سرعت در طول محدوده زمانی $t \in [t_1, t_2]$ منفی باشد، راه حل به شکل زیر است:

$$F_2(t) = F_c \left[-1 + 2 \exp^{\frac{\sigma_0}{F_c} \left(\frac{\theta(t) - \theta(t_1)}{N_1} \right)} - \exp^{\frac{\sigma_0}{F_c} \left(\frac{\theta(t) - 2\theta(t_1)}{N_1} \right)} \right]$$

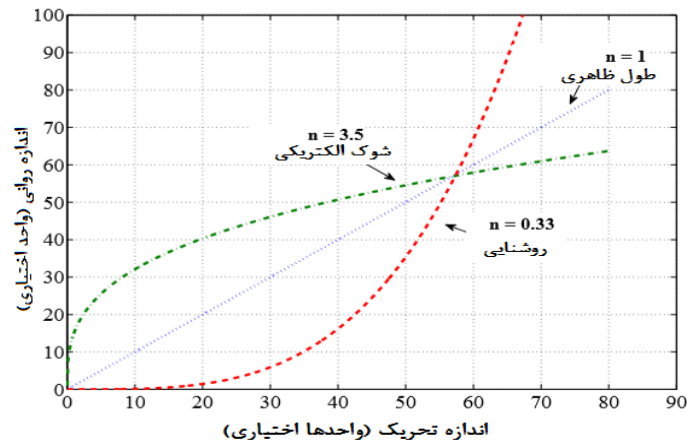
در نهایت، اگر تغییر علامت سرعت دوباره رخ دهد، در طول محدوده زمانی $t \in [t_2, T]$ راه حل برابر است با:

$$F_3(t) = F_c \left[1 - 2 \exp^{-\frac{\sigma_0}{F_c} \left(\frac{\theta(t) - \theta(t_2)}{N_1} \right)} + 2 \exp^{-\frac{\sigma_0}{F_c} \left(\frac{\theta(t) + \theta(t_1) - 2\theta(t_2)}{N_1} \right)} - \exp^{-\frac{\sigma_0}{F_c} \left(\frac{\theta(t) + 2\theta(t_1) - 2\theta(t_2)}{N_1} \right)} \right]$$

در حالت سکون، نیروی اصلی مخالف نیروی راننده اصطکاک تماسی است. در این شرایط، می توان فرض کرد کمک U برای جبران بخشی از گشتاور بار τ_a در معادله (۴،۲،۱) است.

برای طراحی تقویت کمکی، فرض می کنیم گشتاور بار از قانون توان استیونز پیروی می کند ([7][29][p69]). که δ اندازه شدت تحریک است و n نرخ رشد حس تحریک را بیان می کند. مقدار δ برای به دست آمدن مقدار حقیقی گشتاور تقویتی تنظیم شده است:

$$\tau_v = \delta \left(\frac{\tau_a}{N_1} \right)^n$$



شکل اندازه ظاهری شوگ الکتریکی، طول و روشنایی

از منحنی رشد های مختلفی پیروی می کنند زیرا نمای قانون توان آن ها ۰,۳۳، ۱,۰ و ۳,۵ است. رابطه بین گشتاور کمکی و گشتاور راننده در حالت پایدار عبارت است از:

$$U_{ss} = \sqrt[n]{\frac{\tau_v}{\delta}} - \tau_v$$

با در نظر گرفتن عبارات دینامیک اینرسی و ویسکوزیته:

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + \delta \left(\frac{\tau_a}{N_1} \right)^n = \tau_v$$

در نتیجه:

$$U = \frac{\tau_a}{N_1} - \delta \left(\frac{\tau_a}{N_1} \right)^n .$$

بهینه سازی

فرض اصلی این است که مختصات راننده، حرکتی روی فرمان ایجاد می کند که معیار تکان های شدید را به حداقل می رساند. حرکتی که در نظر می گیریم با فرمان در مکان اولیه ی خود آغاز می شود، سپس فرمان می چرخد تا به مکان نهایی برسد و در نهایت به مکان اولیه ی خود بازمی گردد. این مسیر به این دلیل انتخاب شده است که در طول پارک کردن خودرو با یک حرکت استاندارد متناظر است، همچنین به ما اجازه تولید نمودار منحنی های تقویتی برای مقادیر مثبت و منفی گشتاور

وارد توسط راننده می دهد. با بهینه سازی، می توان شکل منحنی های تقویتی را پیدا کرد که معیار تکان های شدید را به حداقل می رساند و تصور خوبی از رانندگی ارائه می دهد. حرکت در نظر گرفته شده مانور پارک کردن استاندارد را بازتولید کرده و فرمان را از ۰ رادیان به $\pi/2$ رادیان می برد و آن را به مکان اصلی بازمی گرداند. مسئله پیدا کردن مسیر بهینه θ است که هزینه را به حداقل می رساند

$$I = \int_0^T \left(\frac{d^3\theta}{dt^3} \right)^2 dt$$

و گشتاور راننده برابر است با $\tau_v(0) = \tau_v(T) = 0$. این دو شرط روی τ_v در معادله (۴,۲,۱۴) اعمال می شوند که وابستگی به زمان از متغیرهای حالت به دست می آید ($\dot{\theta}$ و $\ddot{\theta}$). برای تعمیم مسئله، شکل نرمالایز شده ی زمان اعمال می شود

$$t^* = \frac{t}{T}$$

که T زمان شبیه سازی نهایی است و حرکت متوقف می شود. در مجموعه مختصات جدید، معادله ی مدل تبدیل می شود به:

$$\frac{J}{T^2} \frac{d^2\theta^*}{dt^{*2}} + \frac{B}{T} \frac{d\theta^*}{dt^*} + \delta \left(\frac{\tau_a}{N_1} \right)^n = \tau_v^*$$

در شکل نرمالایز شده ی زمان، مسئله بهینه سازی تبدیل می شود به و شرایط مرزی مسیر عبارتند از:

$$\min_{\theta^*} \int_0^1 \left(\frac{d^3\theta^*}{dt^{*3}} \right)^2 dt^*$$

$$\theta^*(0) = 0 \quad \theta^*(1) = 0 \quad \theta^*(0.5) = \pi/2$$

$$\dot{\theta}^*(0) = 0 \quad \dot{\theta}^*(1) = 0 \quad \dot{\theta}^*(0.5) = 0$$

$$\ddot{\theta}^*(0) = 0 \quad \ddot{\theta}^*(1) = 0$$

و شرایط مرزی گشتاور راننده عبارت است از:

$$\tau_v^*(0) = 0 \quad \tau_v^*(1) = 0 \quad ,$$

بهینه سازی از حل تحلیلی گشتاور اصطکاکی دال استفاده می کند با استفاده از شرایط مرزی اعمال شده می توان مکان زاویه ای بهینه را به شکل زیر به دست آورد:

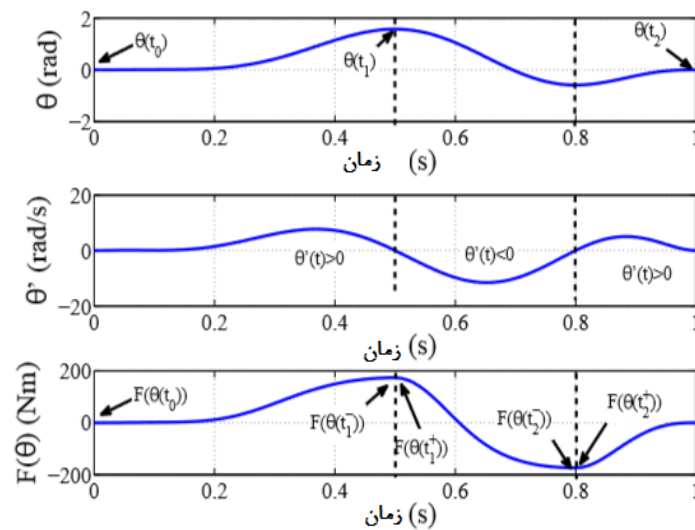
$$\theta^*(t_2) = \frac{F_c N_1}{\sigma_0} \log x_1$$

شبیه سازی

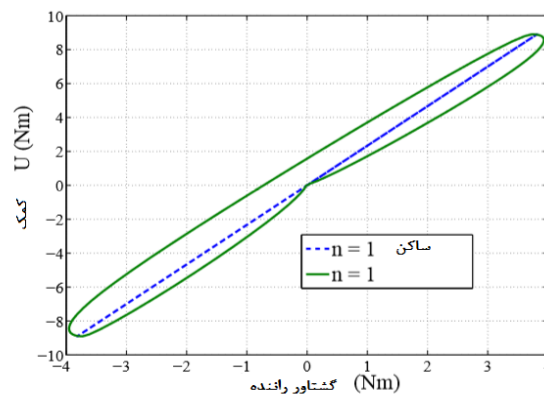
کمینه سازی با اعمال الگوریتم برنامه نویسی محذب با استفاده از نرم افزار متلب ۲۰۱۱ به دست می آید. مسیرهای بهینه در شکل ۴,۳ نشان داده شده اند. همانطور که از بهینه سازی کمینه کننده تکان های شدید انتظار می رود، مسیرهای بهینه

¹ Matlab

هموار و معین هستند. مسیر زاویه ای از زاویه $\theta_2 = -0.58 \text{ rad}$ در زمان $t_2 = 0.8 \text{ s}$ می گذرد. این گذر به بار و گشتاور راننده اجازه می دهد در زمان نهایی صفر باشند.



شکل تکامل نمودار سرعت و زاویه ای استفاده شده برای ارزیابی راه حل تحلیلی مدل اصطکاک تماسی. نمودارهای پیش بینی شده منحنی های تقویتی به شدت به مقدار n بستگی دارند. برای مورد شکل ۴،۴، نمودار در حالت ساکن خطی است؛ پدیده ی هیستریزس ناشی از تاثیر اینرسی و ویسکوزیته هنگامی که حالت گذر را در نظر می گیریم واضح است.

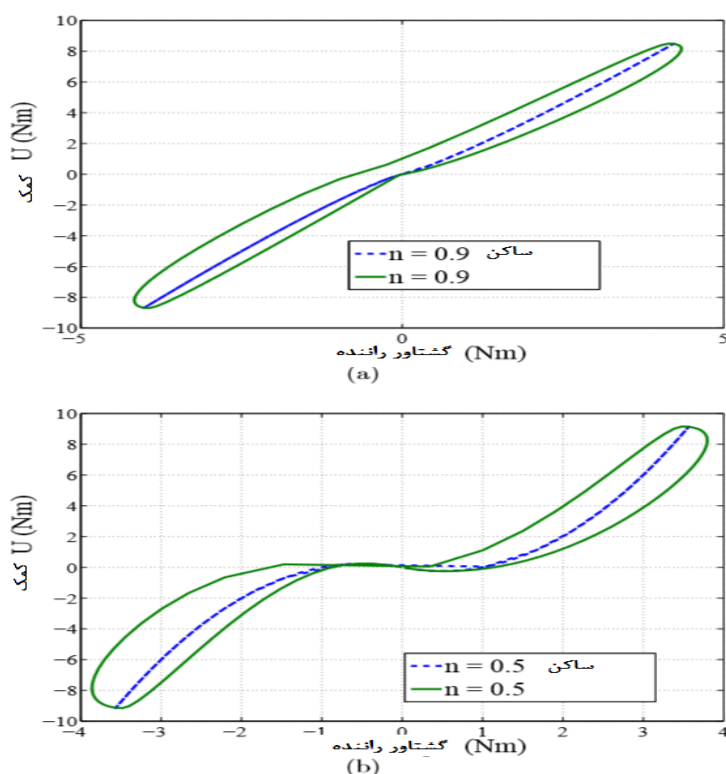


شکل گشتاور تقویتی به دست آمده برای جبران گشتاور اصطکاکی با نرخ تحریک حسی $n=1$ در حالت پایدار (نقطه چین) و در حالت دینامیکی (خط پر).

برای $n < 1$ ، در حالت پایدار نمودار رفتار نمایی دارد. این ویژگی با ناپدید شدن ضریب n بیشتر به چشم می آید (برای $n=0.5$).

در بازه $-1 \leq \tau_v \leq +1$ تقویت گشتاور راننده تقریباً قابل صرف نظر کردن است، در حالیکه برای مقادیر مهم تر رشد می کند. تاثیر هیستریزس زمانی که بهینه سازی حالت گذر انجام می شود به علت تاثیر گشتاورهای اینرسی و

ویسکوزیته حضور دارد. با این حال، می توان نتیجه گرفت منحنی های تقویتی معمول را می توان به نمودار بهینه به دست آمده براساس فرض کنترل برحسب مکان حرکت ارتباط داد.



شکل الف) گشتاور تقویتی به دست آمده با نرخ تحریک حسی $n=0.9$ (ب) گشتاور تقویتی به دست آمده با نرخ تحریک حسی $n=0.5$

روش تطبیق EPAS با رانندگان ناتوان

کمک فرمان به رانندگان کم توان اختصاص دارد که ممکن است طبق نوع بیماری علائم مختلفی را بروز دهند. هدف ارائه روشی است که با کمک هدایت تطبیقی، تمام علائم راننده کم توان را با اضافه کردن اصلاحات به معماری کنترل در نظر داشته باشد یا شکل منحنی های تقویتی استاندارد را اصلاح کند. نقشه راه روش پیشنهاد شده به شکل زیر است:

۱. تحلیل علائم به خصوص و عواقب آن در زمینه ی رانندگی.
 ۲. تشخیص ویژگی ها، امکان اصلاح آن ها در مراحل تقویتی استاندارد برای کاهش تاثیرات علائم و تطبیق بهتر کمک هدایت به بیماری خاص.
 ۳. پیچیدگی سناریوهای آزمایشی و تعیین معیار ارزیابی برای تایید بهبود حاصل از مرحله تقویتی جدید.
 ۴. شبیه سازی ریاضیاتی و تایید تجربی سناریوهای آزمایشی در زمینه معماری عمومی سیستم EPAS.
- برتری اصلی این روش کلیت آن است، یعنی امکان اعمال آن بر تمام علائم و سازگاری با سیستم های EPAS استاندارد. تغییرات احتمالی معماری بر سخت افزار سیستم تاثیر نمی گذارد؛ این جنبه روش را در تمام خودروها قابل استفاده می کند و برتری زیادی برای استفاده در زمینه صنعتی دارد.

مورد مطالعه حقیقی که در این پژوهش انتخاب شده مربوط به رانندگان دارای بیماری عضلانی است، که منجر به درجه ای از عدم تقارن در اندام های فوقانی نسبت به فرمان می شود. در یک زمینه ی کلی تر، عدم تقارن ممکن است بر رانندگانی که می توانند با هر دو دست رانندگی کنند تاثیر بگذارد، اما نمی تواند همان گشتاور را در هر دو سمت اعمال کند، زیرا یکی از

اندام های فوقانی قوی تر از دیگری است. ممکن است رانندگان تحت تاثیر بیماری های یک سوپیه باشند (برای مثال فلج یکی از دو اندام فوقانی) و با استفاده از یک توپک، چنگال یا سه پایه رانندگی کنند. کاربرد روش برای رانندگان بدون تقارن

پس از این تحلیل کلی، گام دوم روش شامل مدلسازی ریاضی عدم تقارن است. از دیدگاه بیومکانیکی، راننده ی سالم مانند یک زنجیره ی بسته با فرمان است. نیروهای اعمال شده توسط هر اندام می تواند برای چرخش فرمان متقارن باشد. درورد راننده با تنها یک اندام فوقانی، راننده یک زنجیره ی باز با فرمان را اجرا می کند. او انتخابی ندارد، زیرا همیشه از یک بازو استفاده می کند در نتیجه زودتر خسته می شود. علاوه بر آن، اتومبیل او پایداری کنترل کمتری دارد و باید با بازوی سالم زحمت بیشتری بکشد.

حالا راننده ای با یک اندام فوقانی روی فرمان را در نظر می گیریم. می توان فرض کرد گشتاور اعمال شده با این اندام مانند یک گشتاور گرانشی عمل می کند، به علت وزن اندام، و این توسط حضور دیگر اندام جبران نمی شود. این وزن به مکان θ_v و دیگر عبارات ثابت که نشان دهنده نیروی وزن بر صفحه فرمان هستند بستگی دارد.

برای مدل کردن این گشتاور، سیستم محور مرجع صفحه فرمان $(O, \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v)$ مانند آنچه در شکل ۴,۶ (الف) نشان داده شده است را در نظر می گیریم و محور \vec{z}_v به سمت بیرون است. در این صفحه، گشتاور گرانشی از ضرب برداری زیر داده می شود

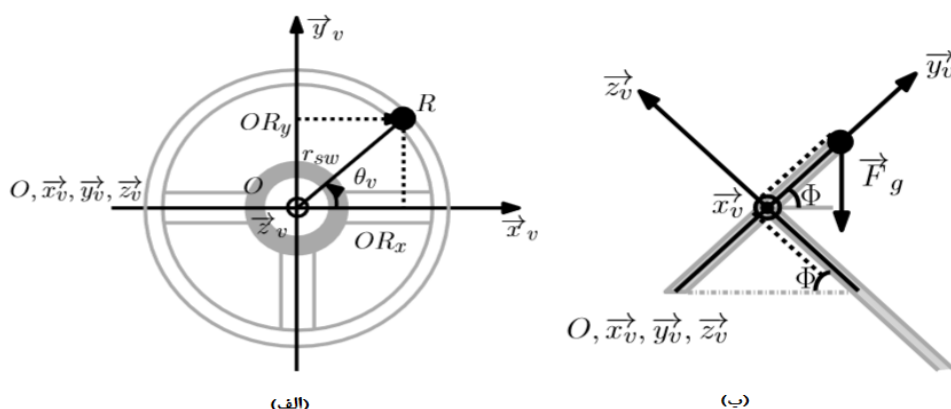
$$\begin{aligned}\vec{\tau}_g &= \overrightarrow{OR} \wedge \vec{F}_g \\ \overrightarrow{OR} &= OR_x \vec{x}_v + OR_y \vec{y}_v \\ &= r_{sw} \cos \theta_v \vec{x}_v + r_{sw} \sin \theta_v \vec{y}_v\end{aligned}$$

که شعاع فرمان است. در خودروهای تجاری، فرمان نسبت به محور عمودی تعلیق دارای شیب است، که در راستای طولی اندازه گیری شده، و زاویه شیب با نام زاویه کاستور Φ شناخته می شود و بدین معنی است که نیروی گرانش باید بر محور مرجع $(O, \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v)$ تصویر شود، که در شکل ۴,۶ (ب) نشان داده شده است.

نیروی حاصل \vec{F}_g تنها در راستای محورهای \vec{y}_v و \vec{z}_v دارای مولفه است

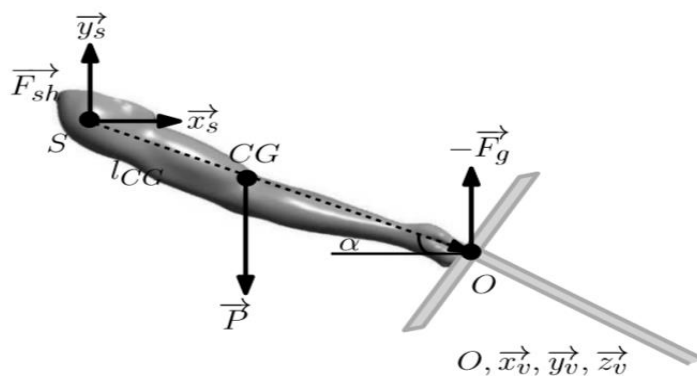
$$\vec{F}_g = -F_g \sin \Phi \vec{y}_v - F_g \cos \Phi \vec{z}_v .$$

نیروی \vec{F}_g تابعی از جرم m و نحوه قرارگیری عضو فوقانی است. مقدار جرم m مختص هر راننده است و تخمین آن لازم استو به همین جهت، دو روش پیشنهاد شده است: اولین روش روش خارج از خط است، که طبق مدل بیومکانیکی اندام فوقانی راننده است.



شکل مراجع استفاده شده برای توصیف توزیع وزن روی مدل راننده. (الف) تصویر شعاع روی صفحه فرمان. (ب) تصویر نیروی وزن روی صفحه فرمان.

برای معرفی مدل بیومکانیکی اندام فوقانی، فرض می شود که اندام فوقانی صلب و گسترده و دست روی مرکز فرمان تکیه دارد. این متناظر با مکان متوسط است.



شکل تعادل نیروها حول بازوی صلب

اندام فوقانی را جدا می کنیم، که در شکل ۴،۷ نشان داده شده است، اصل استاتیک نیروهای تعادلی منجر می شود به

$$\sum \vec{F}_{ext} = 0 \implies \vec{F}_{sh} + \vec{P} - \vec{F}_g = \vec{0}$$

و گشتاورها منجر می شوند به

$$\sum \vec{M}_s(\vec{F}_{ext}) = \vec{0} \implies \vec{M}_s(\vec{P}) + \vec{M}_s(-\vec{F}_g) = \vec{0}$$

$$\begin{aligned} \vec{M}_s(\vec{P}) &= -mg \times l_{CG} \cos \alpha \vec{z}_s \\ \vec{M}_s(-\vec{F}_g) &= F_g \times l \cos \alpha \vec{z}_s \end{aligned}$$

که:

$$F_g = \frac{g m l_{CG}}{l} = g \times \hat{m}$$

که \hat{m} پارامتر جرمی است که اجازه ی تعریف نیروی واکنش اندام فوقانی روی فرمان را می دهد و برحسب تابعی از طول l_{CG} اندام فوقانی در مرکز جرم (COG) و طول اندام فوقانی l تعریف می شود

$$\hat{m} = \frac{m l_{CG}}{l} .$$

گشتاور گرانشی حاصل از ضرب برداری بین بازوی گشتاور \overrightarrow{OR} و نیروی \overrightarrow{F}_g به دست می آید:

$$\begin{aligned}\vec{\tau}_g &= \overrightarrow{OR} \wedge \overrightarrow{F}_g = \\ &= [r_{sw} \cos \theta_v \vec{x}_v + r_{sw} \sin \theta_v \vec{y}_v] \wedge [-F_g \sin \Phi \vec{y}_v - F_g \cos \Phi \vec{z}_v] \\ &= (-r_{sw} F_g \sin \Phi \cos \theta_v) \vec{z}_v - (r_{sw} F_g \cos \Phi \cos \theta_v) \vec{y}_v + \\ &\quad - (r_{sw} F_g \cos \Phi \sin \theta_v) \vec{x}_v\end{aligned}$$

مولفه τ_{gx} برای کشیدن فرمان در طول محور \vec{x}_v است، در صورتی که مولفه τ_{gy} در طول \vec{y}_v عمل می کند. تنها مولفه ای که به چرخاندن فرمان حول محور \vec{z}_v کمک می کند عبارت است از

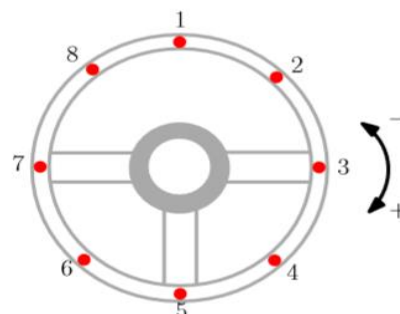
$$\tau_{gz} = (-r_{sw} F_g \sin \Phi \cos \theta_v) \vec{z}_v .$$

عدم تقارن عضلانی

تا اینجا، مورد راننده ی دارای یک عضو فوقانی را در نظر گرفتیم. با این حال، مشاهده کردیم که، حتی در مورد راننده سالم، گشتاور بیشینه که می تواند روی فرمان اعمال شود در تمام ربع های فرمان یکسان نیست. این بدین معناست که عدم تقارن عضلانی در گشتاور اعمال شده روی فرمان نیز وجود دارد. در آزمایش های ما اندازه های گشتاور وارد توسط راننده که با ۳ جسم به دست آمدند را در نظر گرفتیم که در فصل ۵ با جزئیات شرح داده می شود. برای هر راننده، ۳ آزمایش با فرمان قفل شده در ۸ مکان مرجع انجام شد که در شکل ۴،۸ نشان داده شده است.



(الف)

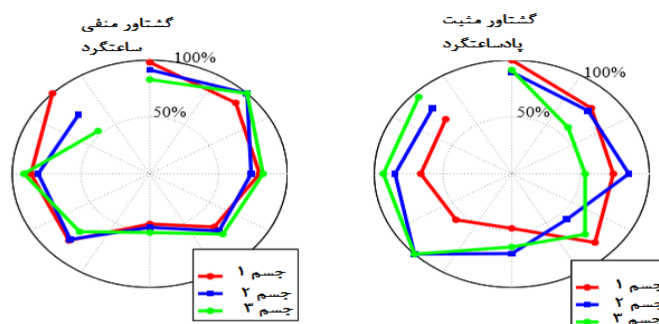


(ب)

شکل (الف) فرمان حقیقی استفاده شده برای آزمایش. (ب) نمای فرمان با هشت مکان استفاده شده در آزمایش. در طول تمام این آزمایش ها، فرمان قفل شده است و از راننده می خواهیم بیشینه نیرو برای دوران فرمان را اعمال کند. در طول اولین آزمایش، راننده با هر دو اندام و با قرار دادن دستانش در زاویه $\pm 45^\circ$ نسبت به مکان مرجع فرمان، فشار وارد می کند. این آزمایش دو بار تکرار می شود: اولین بار راننده گشتاور ساعتگرد وارد می کند، دومین بار راننده گشتاور پادساعتگرد

وارد می کند. در مجموع، ۱۶ اندازه برای هر راننده گردآوری می شود. این اندازه ها نسبت به مقدار بیشینه نرمالایز می شوند.

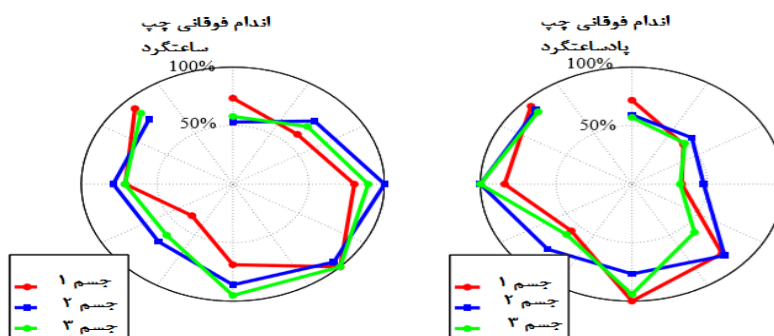
نتایج این آزمایش در شکل ۴،۹ نشان داده شده اند که در آن می توان دید که نمودار هر راننده مشابه و قابل بازتولید است که ثابت می کند نمودار نیروها بین اجسام مختلف قابل تکرار است، حتی اگر دارای مقدار آماری نباشند.



شکل اندازه های گشتاور بیشینه اعمال شده با دو دست روی فرمان قفل.

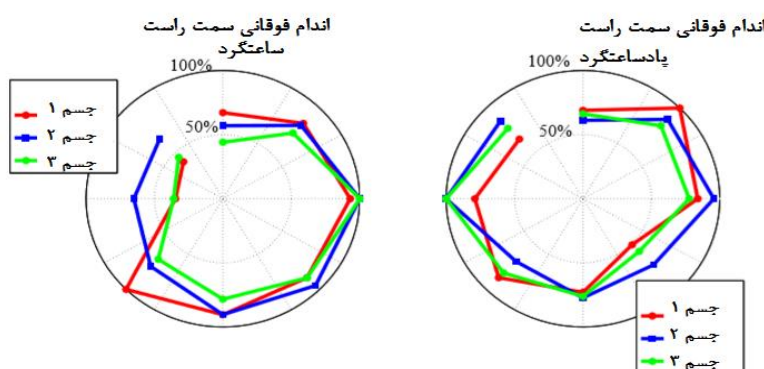
در سمت چپ، اپراتور گشتاور ساعتگرد وارد می کند. در سمت راست، گشتاور پادساعتگرد اعمال می شود. هر اندازه نسبت به مقدار بیشینه نرمالایز شده است تا درصدی از گشتاور وارد به دست آید. در آزمایش دوم، تویی متناظر با هر مکان مرجع سوار شده است، که در شکل ۴،۸ می بینیم، و راننده با دست چپ فشار وارد می کند. اولین مجموعه اندازه ها با اعمال گشتاور ساعتگرد انجام شده است (گشتاور مثبت راننده +)، در حالیکه در دومین مجموعه اندازه ها، گشتاور پادساعتگرد

اعمال می شود (گشتاور منفی راننده). هر اندازه نسبت به بیشینه ی جسم وارد می شود. نتایج این آزمایش ها در شکل ۴,۱۰ نشان داده شده اند.



شکل اندازه های گشتاور بیشینه اعمال شده با یک دست روی فرمان قفل.

بازوی چپ روی فرمان است و گشتاور ساعتگرد (چپ) و پادساعتگرد (راست) وارد می کند. گشتاورها نسبت به گشتاور بیشینه تقسیم شده اند. در سومین آزمایش، یک توپ متناظر با هر مکان روی فرمان سوار شده است و اننده باید با دست راست ابتدا ساعتگرد و بعد پادساعتگرد فشار وارد کند. نتایج این آزمایش در شکل زیر نشان داده شده اند.



شکل اندازه های گشتاور بیشینه اعمال شده با یک دست روی فرمان قفل.

دست چپ روی فرمان است و گشتاور ساعتگرد (چپ) و پادساعتگرد (راست) وارد می کند. گشتاورها نسبت به گشتاور بیشینه تقسیم شده اند. در شکل ۴,۱۰ جزئیات بیشتری دیده می شود اندام فوقانی چپ در جهت پادساعتگرد نشان می دهد اجسام در سمت چپ جبویی فرمان قوی تر از سمت راست هستند. در شکل ۴,۱۱ اندام بالایی سمت راست در جهت ساعتگرد نشان می دهد اجسام در سمت راست جلوی فرمان قوی تر از سمت چپ هستند. علاوه بر آن، نمودار اندام فوقانی سمت چپ در جهت ساعتگرد نسبت به نمودار پادساعتگرد اندام فوقانی سمت راست متقارن است. مقادیر بیشینه متناظر با شرایطی هستند که اپراتور با بیشترین نیروی ممکن فشار وارد کرده یا می کشد. بخش خالی جلوی نقطه اوج متناظر با شرایطی است که اپراتور باید نیروی جانبی وارد کند.

حالا متوسط گشتاور حقیقی اندازه گیری شده را (نرمالایز نشده) در نظر می گیریم. مقدار متوسط قدر مطلق گشتاور وارد بر هر دو اندام فوقانی، 5.01 Nm، با اندام فوقانی سمت چپ 2.34 Nm و برای سمت راست 2.21 Nm است. این نتایج بیان می کنند گشتاور وارد توسط یک بازو تقریباً نصف گشتاور وارد با هر دو اندام فوقانی است، یعنی عدم تقارن عضلانی داریم. همچنین می توان ضریب عدم تقارن را به شکل زیر محاسبه کرد.

$$A_r = \frac{\max(\tau_v) - \min(\tau_v)}{\max(\tau_v)} \quad [\%]$$

درمورد رانندگی با هر دو اندام فوقانی، ضریب متوسط در هر دو جهت دورانی 53.58% است. درمورد رانندگی با اندام سمت چپ، ضریب متوسط ۶۳,۳۲% است، در حالیکه برای دست راست ۵۸,۵% است، یعنی افراد در اعمال گشتاور بیشینه ی

یکسان در صفحه فرمان با سک دست با دشواری بیشتری روبرو هستند. رفتار نامتقارن در اعمال گشتاور نقطه شروع خوبی برای اعمال روش پیشنهادی است.

تطبیق سیستم EPAS

دنبال کردن گام های این روش شامل تشخیص شرایط بحرانی ای است که بیماری ممکن است بروز پیدا کند و بر رفتار راننده تاثیر بگذارد. این گام نشان دهنده نقطه آغاز اصلاح منحنی های تقویتی استاندارد است.

مورد رانندگی در سرعت های پایین را در نظر بگیرید. همانطور که قبلا گفته شد، راننده ی نامتقارن همیشه از اندام یکسانی برای چرخاندن فرمان استفاده می کند. گشتاور کنترل عضلانی $\tau_m(t)$ بار فعالی است که طبق راستای حرکت عمل می کند. گشتاور گرانشی $\tau_{gz}(t)$ مفعول است و همیشه در جهت یکسانی عمل می کند. طبق راستای حرکت، $\tau_{gz}(t)$ ممکن است گشتاور کنترل را کندتر یا تندتر کند. هنگامی که به عنوان ترمز عمل می کند، خستگی راننده افزایش می یابد، درحالیکه می تواند با اعمال در جهت مخالف برای بهبود گشتاور راننده مفید باشد. اجازه دهید شرایط زیر را توصیف کنیم:

۱. در سرعت های پایین، قانون کمک هدایت متناظر باید این رفتار دوگانه را در نظر داشته باشد. به همین دلیل، می توان آن را اصلاح کرد تا این گشتاور بایاس را زمانی که به عنوان ترمز عمل می کند جبران کند، اما زمانی که می تواند کمک کننده باشد عمل نمی کند.

۲. در سرعت های بالا، دو جنبه بروز پیدا می کنند:

- اولین جنبه خستگی ناشی از تاثیر نگه داشتن مکان مستقیم یکسان با تنها یک اندام برای مدت زمان طولانی است. -دومین جنبه مربوط به مسئله کنترل در طول مانور اضطراری است. مانور کلاسیک اجتناب از یک مانع را در نظر بگیرید. گشتاور گرانشی ممکن است مانع کنترل عضلانی شود و موجب ناپایداری در انجام وظیفه شود.

در سرعت های بالا در هر دو شرایط، وظیفه کمک هدایت فراهم کردن گشتاور جبرانی است، اما دو هدف متفاوت دارد: بهبود راحتی راننده و بهبود کنترل در رانندگی. این جبران بین رانندگان نامتقارن از طریق معرفی گشتاور اضافی انجام می شود که منحنی های تقویتی استاندارد را طبق سرعت خودرو و نیازهای راننده اصلاح می کند.

برای ارتباط دادن این نیازها به تکنولوژی گسترده الحاقات زیر از مدل کمک دینامیک استفاده می شود:

$$\dot{\xi} = \begin{cases} -a\xi - b\sqrt{|\xi|\dot{\theta}_v} + c(\sqrt{|\xi| + \varepsilon})\tau_m, & \text{if } |\xi| \leq \xi_{max} \\ 0, & \text{else} \end{cases}$$

با کمک گشتاور τ_{ass}

$$\tau_{ass} = (h_1(v) \times \xi) - \tau_{gz} \times \left[(1 - h_1(v)) + \frac{h_1(v)}{2} (1 - \text{sign}(\tau_m \times \tau_{gz})) \right]$$

تابع خطی $h_1(v)$ گذر بین کمک فراهم شده در سرعت های بالا و کمک در سرعت های پایین v خودرو را تعیین می کند. این تابع به شکل زیر تعریف می شود:

$$h_1(v) = \begin{cases} 1, & \text{for } v = 0 \text{ km/h;} \\ 0, & \text{for } v = 30 \text{ km/h.} \end{cases}$$

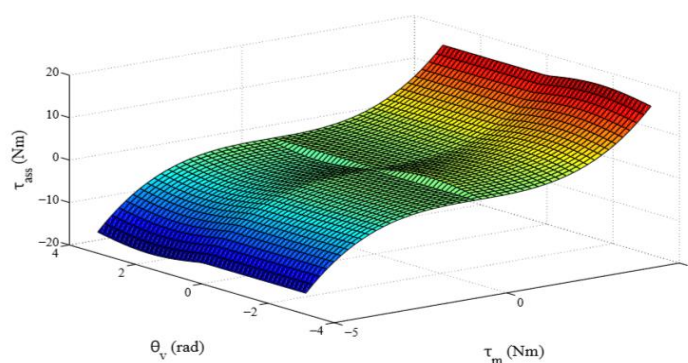
خروجی معادله دیفرانسیل پیشین بلافاصله بعد از اینکه ξ به مقدار بیشینه ξ_{max} که از موتور الکتریکی دریافت شده می رسد، اشباع می شود.

کمک فرمان به اندازه های گشتاور کنترل τ_m ، τ_{gz} بایاس و سرعت زاویه ای فرمان $\dot{\theta}_v$ نیاز دارد. گشتاور گرانشی به سبب تخمین پارامتر جرم \hat{m} اندام فوقانی و دانش مکان تخمین زده شده فرمان $\hat{\theta}_v$ کاملا شناخته شده است. علاوه بر آن، مشاهده

گر تخمینی از گشتاور کل راننده $\hat{\tau}_v$ ارائه می کند. این اندازه ها را می توان در معادله (۴,۳,۲۷) جایگذاری کرد و مشارکت ورودی کنترل تخمین زده شده $\hat{\tau}_m$ را به شکل زیر تعریف کرد

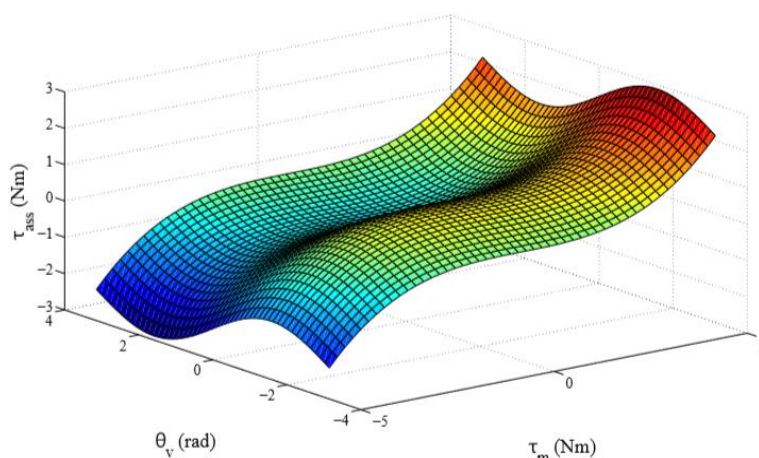
$$\hat{\tau}_m = \hat{\tau}_v(t) - \hat{\tau}_m g R \cos \Phi \cos \hat{\theta}_v(t) ,$$

برای سادگی، نقشه کمک تهیه شده توسط مدل در حالت پایدار ($\dot{\xi} = \dot{\theta}_v = 0$) برای سرعت های خودرو ($v=0$) و 30 km h^{-1} را نشان می دهیم. این نمودارها در شکل ۴,۱۲ و ۴,۱۳ برای مقدار گشتاور راننده بین $\pm 5 \text{ Nm}$ در تمام صفحه فرمان نشان داده شده اند. گشتاور گرانشی برای تمام $\theta_v > 0$ مثبت است و برای $\theta_v < 0$ منفی است. سرعت خودروی $v=10 \text{ km h}^{-1}$ را در نظر بگیرید: زمانی که گشتاور کنترلی $\tau_m > 0$ است و در صفحه همواری منفی قرار داریم، کمک کلاسیک اصلاح می شود. در غیر این صورت، این اتفاق رخ نمی دهد. کمک زمانی که در جهت حرکت یکسانی قرار دارد از گشتاور گرانشی استفاده می کند و در غیر این صورت آن را جبران می کند.



شکل نقشه کمک فرمان پیشنهادی در حالت پایدار برای سرعت خودروی صفر کیلومتر بر ساعت. زمانی که سرعت حرکت ۳۰ کیلومتر بر ساعت است، جبران همیشه فعال است و کمک کلاسیک را در همه جا اصلاح می کند. در این مورد، نقشش ایجاد تعادل در عدم تقارن است تا خستگی راننده را کاهش داده و دقت رانندگی را بالا ببرد. این نقشه

ها هنگام گذر شکل یکسانی دارند، اما علاوه بر آن می توان سطح هیستریزس را دید که با مراحل تقویتی استاندارد دینامیک ایجاد شده است.



شکل نقشه کمک فرمان پیشنهادی در حالت پایدار برای سرعت ۳۰ کیلومتر بر ساعت.

تحلیل تاثیرات سیستم EPAS به حس هدایت راننده بستگی دارد که ارزیابی اش راحت نیست. به همین دلیل معیار متفاوتی همراه با ویژگی های مکانیکی کمی ایجاد کردیم.

اولین معیار استفاده شده برای تایید کمک به بهبود خستگی راننده، انرژی راننده در حین رانندگی را کمی سازی می کند $E_d(t)$. قدر مطلق این مقدار را در نظر می گیریم زیرا ماهیچه های راننده بازگشت پذیر نیستند. تعریف این معیار به صورت زیر است:

$$E_d(t) = \int_0^T |\tau_m(t) \times \dot{\theta}_v(t)| dt$$

این معیار اجازه ی کمی سازی انرژی مصرفی حین رانندگی را می دهد. با این حال، فواید سیستم EPAS را می توان برحسب سطح فعالیت عضلانی نیز ارزیابی کرد. بسیاری از عضلات آگونیست و انتگونیست مفصل شانه، آرنج و مچ حین رانندگی فعال می شوند.

کمی سازی هر فعالیت عضلانی به مدل های بیومکانیکی پیچیده یا اندازه های الکترومیوگرافی (EMG) اضافی نیاز دارد. نمایش خلاصه ی فعالیت عمومی عضلانی گشتاور اعمال شده توسط راننده روی فرمان است. این منجر به معیاری می شود که فعالیت عضلانی عمومی حین رانندگی را نشان می دهد. این معیار قدرت راننده است $S_d(t)$ و به این شکل تعریف می شود:

$$S_d(t) = \int_0^T |\tau_m(t)|^2 dt ,$$

جنبه ی دیگر فواید سیستم EPAS دقت رانندگی است $D_p(t)$ که می توان به عنوان خطای بین مسیر مرجع و مقدار فعلی زاویه فرمان تعریف کرد

$$D_p(t) = \int_0^T (\theta_{ref}(t) - \theta_v(t))^2 dt$$

و هدف کمک، کمینه کردن این خطا است.

برای شبیه سازی روش تطبیق پیشنهاد شده، لازم است یک مدل ریاضیاتی از راننده داشته باشیم که روی سیستم تحت تاثیر گشتاور گرانشی اعمال می شود.

به همین جهت، در دامنه سیستم کنترل، دو روش برای مدل کردن رفتار راننده به کار گرفته می شود. اولین روش بر اساس این فرض است که راننده مانند یک کنترل مسیر جبرانی عمل می کند، این روش خطای بین اطلاعات شرایط رانندگی واقعی و شرایط مورد انتظار را در نظر می گیرد ([39][3][77]). دومین روش فرض می کند راننده یک مدل مسیریابی پیش نمایشی است، این مدل از اطلاعات جاده ای آینده استفاده می کند ([52][74][26][68][55]).

در این پژوهش، کنترلگر پیشنهاد شده از ([39][3][77]) به دست می آید که نویسندگان از مدل راننده برای تخمین پایداری سیستم با حلقه بسته دارای اختلال استفاده می کنند. آن ها راننده را به شکل کنترلگر تناسبی مشتقی انتگرالی (PID) مدل می کنند. در این پژوهش، برای آنکه محدودیت های فیزیکی راننده را در نظر داشته باشیم، این کنترلر با تاخیر و اشباع خروجی همراه است. تاخیرها اضافه شده ان تا تاخیرهای عصبی عضلانی را مدل کنند و ورودی کنترل دقیق شود [55]. اشباع اضافه شده اند تا تاثیر محدودیت گشتاور راننده توسط قدرت ماهیچه هایش و خستگی را شبیه سازی کنند [46]. برای توصیف استراتژی کنترل پیشنهاد شده، خطای مسیریابی $e(t)$ را معرفی می کنیم که اختلاف بین مسیر مرجع $\theta_{ref}(t)$ و مکان فرمان $\theta_v(t)$ است:

$$e(t) = \theta_{ref}(t) - \theta_v(t)$$

خروجی کنترلگر در تاخیر فعالیت فیزیکی δ ضرب می شود

$$\tau_c(t) = K_p \left(e(t - \delta) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t - \delta) dt + T_d \frac{de(t - T_r)}{dt} \right)$$

که ثابت K_p ضریب فعالیت تناسبی است؛ T_i و T_d به ترتیب ثابت زمانی مشتقی و انتگرالی است. اولین عبارت با خطای مسیریابی متناسب است؛ دومین عبارت با انتگرال خطا متناسب است. در نهایت، سومین عبارت با مشتق خطا متناسب است و هدفش

پیش بینی روند تکامل خطا در آینده است. کنترلگر پیشین بین یک مقدار بیشینه و کمینه اشباع شده است، گشتاور وارد متوسط راننده عبارت است از

$$\tau_m(t) = \max(\min(\tau_c(t), \tau_{\max}), \tau_{\min})$$

که τ_{\min} و τ_{\max} با محدوده اشباع بالایی و پایینی که ظرفیت عضلانی می تواند به آن برسد متناظر است. نمایش کامل گشتاور وارد توسط راننده تحت تاثیر گشتاور گرانشی به این شکل است

$$\begin{aligned} \tau_v(t) &= \tau_m(t) + \tau_{gz}(t) = \\ &= \max(\min(\tau_c(t), \tau_{\max}), \tau_{\min}) + r_{sw} F_g \sin \Phi \cos \theta_v \end{aligned}$$

اولین آزمایش متناظر با مورد ایده آل راننده استاندارد است. کنترلگر مسیریابی خطای بین مسیر مرجع و مسیر فعلی را به عنوان ورودی دریافت می کند و گشتاور تاخیری متناظر را بدون تاثیر کمک فرمان بر فرمان وارد می کند:

$$\tau_v(t) = \tau_m(t)$$

دومین شبیه سازی با مورد راننده ی کم توان متناظر است که کمک نشده است. گشتاور گرانشی بر کنترلگر عمل می کند اما برای جبران آن کمک وجود دارد.

$$\tau_v(t) = \tau_m(t) + \tau_{gz}(t)$$

در نهایت، آخرین شبیه سازی با مورد راننده ی کم توان متناظر است که توسط کمک فرمان پیشنهادی کمک می شود

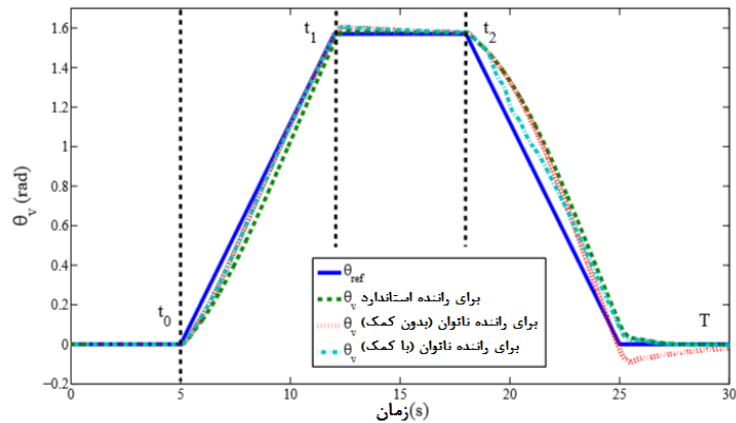
$$\tau_v(t) = \tau_m(t) + \tau_{gz}(t) + \tau_{ass}$$

تمام این شبیه سازی ها با سیستم EPS در حلقه بسته انجام می شوند.

شبیه سازی پارک خودرو

برای شبیه سازی پارک خودرو در سرعت های پایین، یک سیگنال رمپ به عنوان مسیر مرجع به ورودی کنترلگر مسیریابی داده می شود. سرعت خودرو ۰ کیلومتر بر ساعت است. تحت چنین شرایطی، مسئولیت اصلی بازخورد حس جاده گشتاور چسبندگی است که به 30 Nm می رسد. حرکت متناظر به راننده اجازه می دهد اندام فوقانی خود را از ۰ درجه به ۹۰ درجه حرکت دهد. مسیر مرجع با مسیر نتیجه شده در خروجی هر راننده مقایسه می شود. تاثیر ناهمواری بر دومین مدل

زمانی که راننده تلاش می کند مکان مستقیم را انتخاب کند (در 25 s) و ناهمواری توسط کمک فرمان اعمال شده بر مدل سوم جبران می شود واضح است.



شکل نمودار مسیر فرمان استفاده شده برای شبیه سازی پارک کردن خودرو.

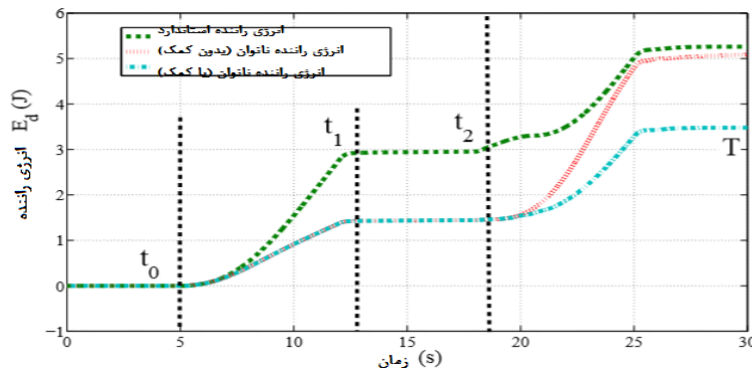
بین زمان t_0 و t_1 حرکت با بایاس هم جهت است، بین زمان t_2 و T حرکت در جهت مخالف است. در این سناریو، می توان

چگونگی کمک به کاهش خستگی راننده را دید. برای $t \in (t_0 : t_1)$ کمک فعال نیست، زیرا وزن به حرکت راننده

کمک می کند، در نتیجه منحنی خستگی راننده با منحنی متناظر با دومین مدل، بدون کمک، همپوشانی دارد. برای

$t \in (t_2 : T)$ جبران فعال است و منحنی خستگی با منحنی متناظر با اولین مدل همپوشانی دارد و راحتی راننده

نیز به صورت عمومی ارتقا یافته است.



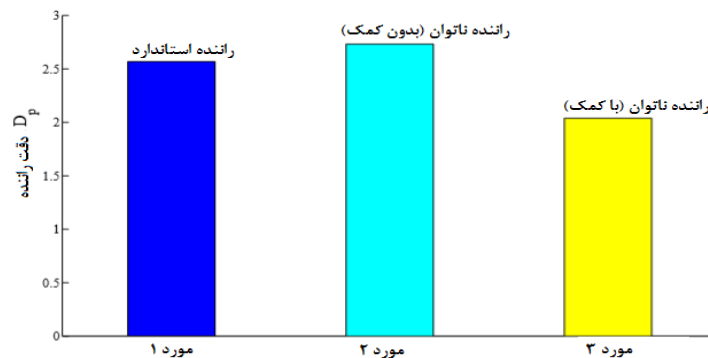
شکل نمودار انرژی راننده حین شبیه سازی.

کمک فرمان مستقیماً در $t \in (t_2 : T)$ ، عمل می کند و اجازه ذخیره انرژی به راننده را می دهد. نمودار میله ای گزارش

دهنده دقت رانندگی برای تمام موارد در شکل ۴،۱۹ نشان داده شده است. می توان بهبود ناشی از معرفی کمک فرمان بر

راننده ۳ را دید. در این مورد، مقدار فرض شده توسط خطای بین مسیر فعلی و مسیر مرجع کمتر از مورد بدون کمک فرمان

است. بهبود ناشی از کمک فرمان در مورد ۳ نشان داده شده است که خطای بین مسیر فرمان و مرجع به حداقل رسیده است.



شکل نمودار میله ای دقت راندگی، محاسبه شده برای تمام موارد مطلوب.

۴. نتایج

این پژوهش مطالعه و تحلیل سیستم EPAS از طریق توسعه روش کلی برای تطبیق این سیستم با رانندگان کم توان است. اهداف پژوهش ارتقای آسودگی و کنترل راننده و کاهش خستگی اوست. دستاوردهای اصلی عبارتند از: طراحی معماری کنترل کلی برای سیستم های EPAS. مزیت اصلی این معماری انعطاف و امکان تطبیق با خودروهای مختلف بدون اصلاحات سخت افزاری می باشد.

معرفی مدل واقع گرایانه گشتاور اصطکاک چرخ و جاده، با وابستگی غیر خطی گشتاور به سرعت خودرو. این مدل به صورت تجربی تایید شده است که دقت آن را ثابت می کند و آن را برای شبیه سازی دینامیک خودرو مناسب می سازد. ترکیب کنترل حالت بهینه برای حذف ارتعاشات ستون فرمان در حلقه باز و مشاهده گر گشتاور. این مشاهده گر اطلاعات در مورد متغیرهای حالت سیستم و دو ورودی خارجی اعمال شده بر آن را دریافت می کند. می توان از این اطلاعات به عنوان ورودی برای سیستم EPAS استفاده کرد و در نتیجه از سنسورهای گشتاور گران قیمت اجتناب کرد.

توجیه تئوری منحنی های تقویتی استاندارد از طریق مطالعه بیومکانیکی حرکت انسان. در حقیقت، شبیه سازی هیدرولیک منحنی های تقویتی استاندارد راه حل مسئله بهینه سازی است و معیار تکانه های شدید را با قانون توان استیونز به حداقل می رساند.

روش کلی برای تطبیق کمک فرمان استاندارد برای رانندگان کم توان، بر اساس مطالعه بیومکانیکی حرکت انسان. این روش در مورد راننده های تحت تاثیر عدم تقارن اندام فوقانی آزمایش شده است.

تایید تجربی معماری کنترل کلی بر تنظیمات HIL. نتایج تجربی با نتایج شبیه سازی مطابق اند و کاربردی بودن معماری کنترل در تنظیمات تجربی حقیقی را نشان می دهند.

مراجع

J. P. Switkes, "Handwheel force feedback with lanekeeping assistance combined dynamics, stability and bounding", PhD dissertation, Stanford University, 2006.

E.J. Rossetter, "A potential field framework for active vehicle lane keeping assistance", PhD dissertation, Stanford University, 2003.

M. Segawa, K. Nishizaki and S. Nakano, "A study of vehicle stability control by steer by wire system", In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Ann Arbor, MI, 2002.

- P. Yih, J. Ryu, and J. C. Gerdes, "Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire", In Proceedings of the American Control Conference, Denver, CO, (2003) pp. 2578-2583.
- E. Esmailzadeh, A. Goodarzi, G.R. Vossoughi, "Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling", Int. J. Mechatronics, Vol. 13 2003, pp. 659-675
- M Bayani, "Designing Vehicle Stabilizer Controller Estimator", Master's thesis, Mechanic Engineering Department, K. N. Toosi University of Technology, 2007.
- F. Braghin, F. Cheli, S. Melzi, E. Sabbioni, "Race Driver model", J. Computers and Structures, vol. 86 (2008), pp. 1503–1516.
- R. Karbalaei, A. Ghaffari, R. Kazemi, S.H. Tabatabaei, "Design of an integrated AFS/DYC based on fuzzy logic control", IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, (2007) pp. 1–6.
- G. Baffet, A. Charara, J. Stephant, "Sideslip angle, lateral tire force and road friction estimation in simulations and experiments", International Journal of Vehicle Autonomous Systems Vol 5, No. 3-4 (2007), pp 184-203.
- J. Coudson, C. Canudas-de-Wit, and X. Claeys, "A New Reference Model for Steer-By-Wire Applications with Embedded vehicle dynamics", American Control Conference, Issue, 14-16, 2006.
- R. Kazemi, S. Taheri, "Body Roll motion optimal control", IEEE International Conference on Industrial Technology, Chengdu, China, 2008,
- S.R. O'Hara, "Vehicle path optimization of emergency lane change maneuvers for vehicle simulation", master's thesis, University of Maryland, 2005.
- P. Yih, "Steer-By-Wire: Implication for Vehicle Handling and Safety", A Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy, Stanford University, U.S.A, January 2005.
- S.C. Chang, "Synchronization in a steer-by-wire vehicle dynamic system", International Journal of Engineering Science, Elsevier Ltd, 2007.