

## کنترل حلقه باز سیستم تعلیق خودرو، متناسب با تغییرات وزن سرنشینان، سرعت خودرو و پروفیل دست انداز

دلیل اصلی وجود سیستم‌های تعلیق در وسایل نقلیه، کاهش اثرات ناهمواری‌های مسیر روی سرنشینان و پیرو آن تامین آسایش آنان است. در این مقاله ضمن پیشنهاد مکانیزمی برای سیستم تعلیق، هدف افزایش راحتی سرنشینان خودروهایی است که در سطح شهر با سرعت مجاز تردد می‌کنند. برای این منظور به کنترل سیستم تعلیق پیشنهادی، با در نظر گرفتن اثرات مقدار وزن سرنشینان، موقعیت مکانی آن‌ها (نشستن بر صندلی‌های جلو یا عقب)، سرعت خودرو و پروفیل دست‌انداز پرداخته می‌شود. مشاهده می‌شود که با اعمال کنترل، راحتی سرنشینان نسبت به حالت کنترل نشده ۸ تا ۲۸ درصد افزایش می‌یابد.

نیما طاهری<sup>۱</sup>

کارشناسی ارشد

حمید سلیمانی مهر<sup>۲</sup>

استادیار

علی امام<sup>۳</sup>

استادیار

عادل مقصودپور<sup>۴</sup>

استادیار

واژه‌های راهنما: وزن سرنشینان، سرعت خودرو، پروفیل دست‌انداز، شتاب

### ۱- مقدمه

امروزه بیش‌تر رفت و آمدها به ویژه در جوامع شهری توسط وسایل نقلیه صورت می‌پذیرند. مردم ساعات زیادی را در طول شبانه‌روز در خودروها سپری می‌کنند. از این رو احساس آسایش در وسایل نقلیه به یکی از مهم‌ترین مباحث در صنعت خودروسازی و یکی از مهم‌ترین معیارها برای انتخاب خودروی دلخواه توسط مشتریان مبدل شده است. یکی از معضلاتی که صنعت خودروسازی برای فراهم آوردن آسایش سرنشینان با آن مواجه است، دست‌اندازها و سرعت‌کاه‌هایی است که در سطح شهر به جهت کنترل سرعت وسایل نقلیه تعبیه می‌شوند. این دست‌اندازها ماهیتاً برای ایجاد احساس ناراحتی برای سرنشینانی که بالاتر از سرعت مجاز رانندگی می‌کنند، تعبیه شده‌اند تا آن‌ها را مجاب به راندن با سرعت مجاز نمایند. لیکن مشاهده می‌شود که در بسیاری از موارد رانندگانی که با سرعت مجاز رانندگی می‌نمایند نیز حین عبور از روی دست‌اندازها احساس ناراحتی می‌کنند که این امر مغایر با ماهیت کار گذاشتن دست‌اندازها می‌باشد.

<sup>۱</sup> کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران nima.taheri.10r@gmail.com

<sup>۲</sup> نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی تهران، ایران

soleimanimehr@srbiau.ac.ir

<sup>۳</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی تهران، ایران aimam@srbiau.ac.ir

<sup>۴</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی تهران، ایران admp100@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۸/۰۱، تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۱۰

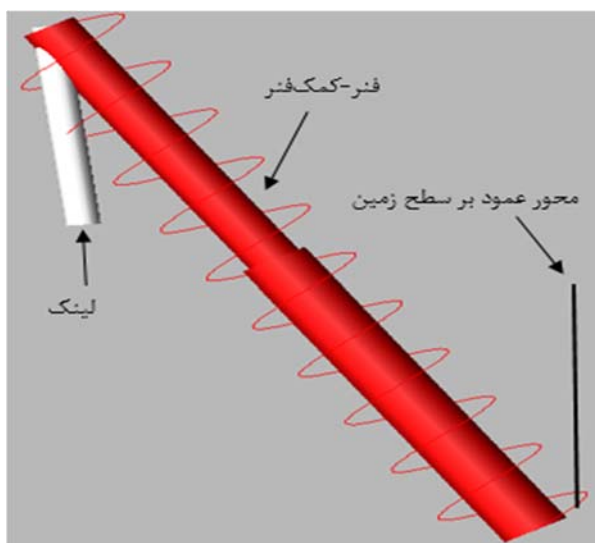
قربانیان و همکاران [۱] در سال (۲۰۱۱) این مورد را برای دست‌اندازهای سطح شهر بررسی کردند. در این مقاله دیده می‌شود که رد شدن از روی دست‌انداز با سرعت کم (در محدوده‌ی مجاز) لزوماً آسایش سرنشینان را تامین نمی‌کند بلکه در بسیاری از موارد رد شدن با سرعت بالا کم‌تر باعث ناراحتی مسافران می‌شود. در ادامه ایشان با استفاده از الگوریتم ژنتیک پروفیلی برای دست‌اندازها معرفی نمودند که تا حد امکان سرنشینانی که با سرعت مجاز می‌رانند احساس آسایش بیش‌تر و آنان که با سرعت بالا می‌رانند نیز عدم احساس آسایش را تجربه کنند. نکته‌ی حائز اهمیت در این مقاله آن است که سرعت خودرو نمی‌تواند به تنهایی معیار و عامل مؤثر روی آسایش سرنشینان باشد. به همین منظور تحقیقات متعددی جهت تعیین معیار راحتی برای سرنشینان صورت گرفته است. عوامل متعددی روی آسایش مسافران اثرگذار است و به همین دلیل معیارهای گوناگونی نیز در این زمینه بیان شده اند. این معیارها را می‌توان در حوزه‌هایی نظیر طراحی پروفیل صندلی، اثرات جرک (آهنگ تغییرات شتاب در واحد زمان) روی مسافران، فرکانس‌های وارد شده بر آنان (که خود شامل سه بخش لامسه، بینایی و شنوایی است) و شتاب وارد شده به سرنشینان و سایر موارد بررسی کرد [۲ و ۳]. طبق استاندارد جهانی ایزو ۱-۲۶۳۱ نیز شتاب وارد شده بر سرنشینان عامل ایجاد احساس ناراحتی در آنان است [۴]. در این استاندارد بیان شده است که برای زمانی که خودرو در معرض ارتعاشات طولانی مدت قرار می‌گیرد، شتاب ۲ متر بر مجذور ثانیه، شتاب مرزی بین راحتی و ناراحتی سرنشینان است. در زمانی هم که خودرو در معرض ناهمواری‌های کوتاه مدت قرار می‌گیرد، شتاب ۹,۸ متر بر مجذور ثانیه، شتاب مرزی بین راحتی و ناراحتی سرنشینان قلمداد می‌شود [۵].

اکنون در این مقاله نیز معیار راحتی، شتاب وارد شده به سرنشینان در نظر گرفته شده است. در ادامه پس از تعیین معیار راحتی، مقاله‌های قابل توجهی در خصوص ارتقاء سطح راحتی سرنشینان صورت گرفته است. از این رو شمار زیادی از این مقالات در رابطه با سیستم تعلیق خودرو و کنترل آن می‌باشند. کنترل این سیستم‌ها از طریق کنترلرهای مختلف و روش‌های گوناگونی انجام می‌شود [۶-۹]. به عنوان مثال، Hamza و Yahia [۱۰] در سال (۲۰۱۸) به کنترل فعال سیستم تعلیق یک ماشین سنگین به کمک شبکه‌ی عصبی پرداختند. ایشان اطلاعات مورد نیاز در رابطه با کامیون مورد نظر را از طریق انجام آزمایش روی خودروی مذکور جمع‌آوری کردند. سپس ضمن استخراج معادلات دینامیکی کامیون به کنترل سیستم تعلیق آن با استفاده از نرم‌افزار MATLAB پرداختند. در انتها افزایش راحتی سرنشینان به همراه فرمان‌پذیری راحت‌تر کامیون مذکور محصول این مقاله بود. در چندی دیگر از مقالات نیز این کنترلرها با یکدیگر مقایسه گردیده و نقاط قوت و ضعف هر یک مورد بررسی قرار گرفته‌اند. این مقایسه‌ها در زمینه‌های مختلفی نظیر هزینه، سرعت عمل، میزان تاثیر در راحتی سرنشین و دیگر موارد انجام شده است [۱۱]. در سال (۲۰۱۸) Anandan و همکاران [۱۲] به مقایسه‌ی دو نوع کنترلر برای سیستم تعلیق پرداخته و نقاط قوت و ضعف آنان را بررسی نمودند. در این مقاله بررسی‌ها روی مدل یک چهارم خودرو صورت گرفته است. هدف در این مقاله نیز افزایش راحتی سرنشینان خودرو است که این مهم یک‌بار توسط کنترلر PID و بار دیگر توسط کنترلر LQR انجام گرفته است. در انتها نتایج استفاده از این دو کنترلر با یکدیگر مقایسه شده و به بیان مزایا و معایب هر کدام نسبت به دیگری پرداخته شده است.

در این مقاله هدف افزایش راحتی سرنشینانی است که با سرعت مجاز رانندگی می‌کنند. برای رسیدن به این مهم بایستی سیستم تعلیق خودرو مورد بررسی قرار بگیرد. از میان انواع سیستم‌های تعلیق، سیستم تعلیق هندسه متغیر برای این مقاله انتخاب گردید. در اینجا ابتدا به معرفی مکانیزمی نوین برای سیستم‌های تعلیق هندسه متغیر پرداخته شده است تا کارایی این سیستم‌های تعلیق را بهبود ببخشد. در ادامه سیستم تعلیق پیشنهادی به نحوی کنترل می‌گردد تا احساس راحتی در سرنشینانی که در محدوده‌ی مجاز سرعت می‌رانند افزایش یابد. این کنترل با در نظر گرفتن ۳ عامل وزن سرنشینان خودرو، سرعت خودرو و پروفیل دست‌اندازی که خودرو قرار است از آن عبور نماید انجام می‌شود. به عبارتی هندسه‌ی سیستم تعلیق بسته به اینکه چه میزان وزنی سوار خودرو باشد، سرعت خودرو چقدر باشد و این که خودرو قرار است با کدام یک از دست‌اندازهای مرسوم در سطح شهر مواجه گردد، به نحوی تغییر می‌کند که راحتی سرنشینان تا حد امکان افزایش یابد. گفتنی است برای کنترل این مجموعه از الگوریتم ژنتیک در بخش سیمولینک نرم‌افزار MATLAB استفاده شده است.

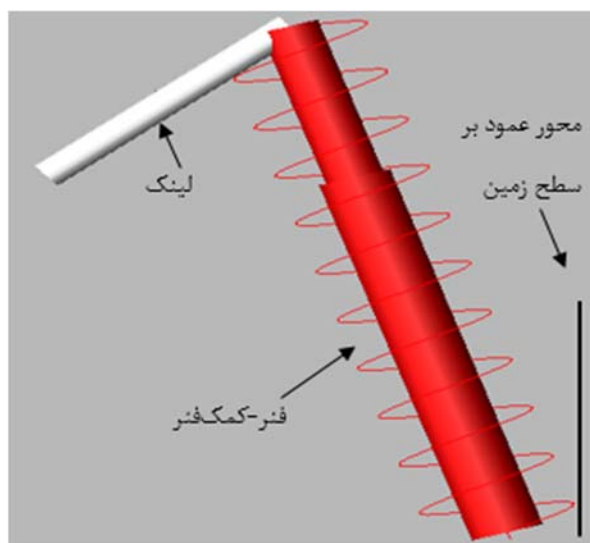
## ۲- سیستم تعلیق مورد مطالعه در این مقاله و نوآوری بکار رفته در آن

همان‌طور که در بخش مقدمه اشاره شد در این مقاله هدف افزایش راحتی سرنشینان می‌باشد، بنابراین بدیهی است که برای رسیدن به این مهم بایستی سیستم تعلیق خودرو مورد بررسی قرار گیرد. سیستم تعلیق مورد مطالعه در اینجا، سیستم تعلیق هندسه متغیر می‌باشد. همان‌طور که از نامشان پیداست، این نوع از سیستم‌های تعلیق قابلیت تغییر در هندسه‌ی خود را دارند. این امر سبب می‌شود تا رسیدن به راحتی بیش‌تر برای سرنشینان دست‌یافتنی‌تر شود [۱۳]. در این نوع از سیستم‌های تعلیق، انتهای فنر-کمک فنر به لینکی متصل است. این لینک با دوران خود، راستای فنر-کمک فنر را نسبت به محور عمود بر سطح زمین تغییر می‌دهد. این امر سبب می‌شود تا مؤلفه‌ی عمودی سختی فنر و میرایی کمک فنر را تغییر نمایند.



شکل ۲- کشیده شدن فنر-کمک فنر به هنگام بالا رفتن

لینک (ترسیم شده در نرم‌افزار ادمز)



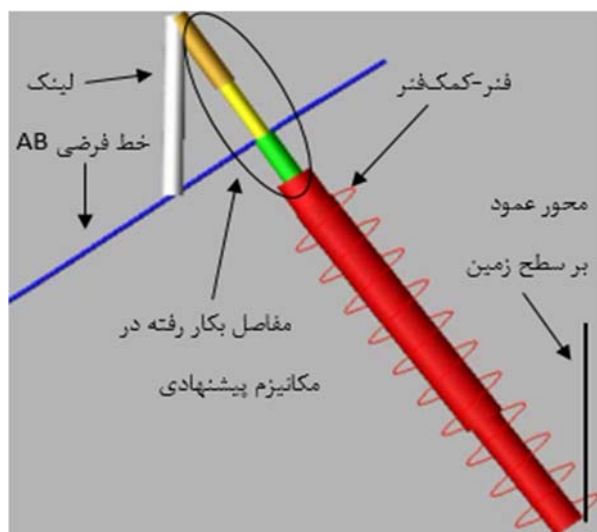
شکل ۱- فشرده شدن فنر-کمک فنر به هنگام پایین آمدن لینک (ترسیم شده در نرم‌افزار ادمز)

آمدن لینک (ترسیم شده در نرم‌افزار ادمز)

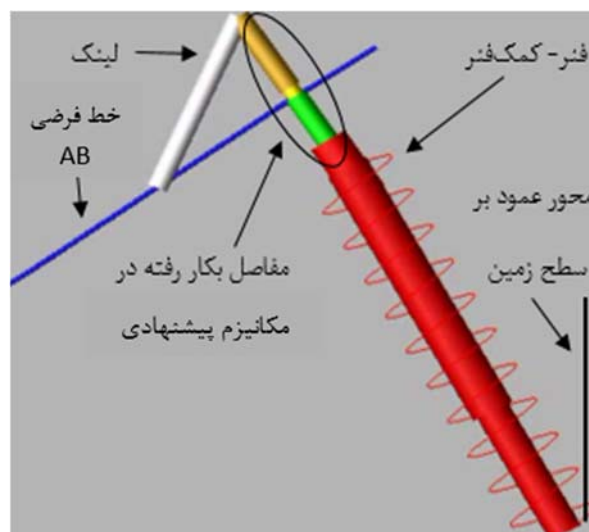
لازم به ذکر است که در این نوع از سیستم‌های تعلیق، حین تغییر زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر نسبت به محور عمود بر سطح زمین (زاویه‌ی  $\alpha$ )، فنر و کمک فنر مقداری فشرده و یا کشیده می‌شوند. این امر باعث می‌شود تا ضرایب مؤثر سختی فنر و کمک فنر تغییر کنند [۱۴ و ۱۵]. شکل‌های (۱) و (۲) این فشردگی و کشیدگی را نشان می‌دهد.

در این مقاله مکانیزمی پیشنهاد می‌گردد که حین تغییر زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر نسبت به محور عمود بر سطح زمین، فنر و کمک فنر کشیده یا فشرده نشوند. این نوآوری سبب می‌شود تا ضرایب مؤثر سختی فنر و کمک فنر در طول بررسی ثابت بمانند و بتوان آن‌ها را در محاسبات ثابت در نظر گرفت. در شکل‌های (۳) و (۴)، ثابت نگه‌داشته شدن طول فنر-کمک فنر در حین تغییر زاویه به تصویر کشیده شده است.

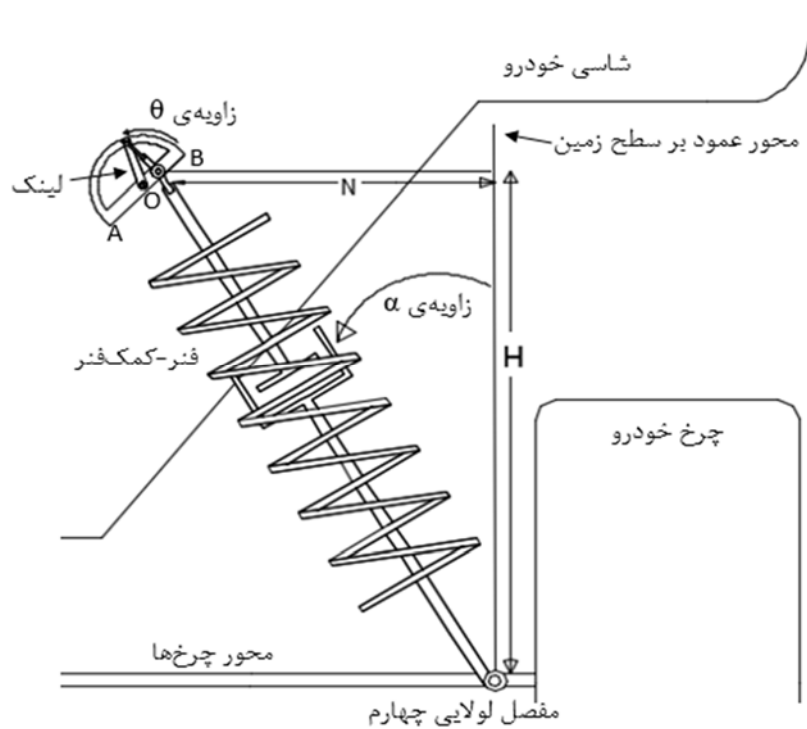
گفتنی است، در شکل‌های (۱) و (۲) ابتدای فنر-کمک فنر به محور چرخ‌ها و انتهای آن به سر دوار لینک متصل است. سر دیگر لینک نیز متصل به شاسی خودرو می‌باشد. در شکل‌های (۳) و (۴) نیز ابتدای فنر-کمک فنر به محور چرخ‌ها و انتهای آن به ابتدای مفاصل، انتهای مفاصل به سر دوار لینک، سر دیگر لینک نیز متصل به شاسی خودرو می‌باشد. گفتنی است که جزئیات مفاصل شکل‌های (۳) و (۴) در اشکال (۵) و (۶) آورده شده است. لازم به ذکر است که در شکل‌های (۱) الی (۴) اندازه‌ی المان‌ها به طور اغراق‌آمیز ترسیم شده‌اند تا فشردگی و کشیدگی فنر-کمک فنر محسوس‌تر دیده شود. همان‌گونه که در شکل‌های مذکور مشخص است، لینک مذکور حول نقطه‌ی O دوران کرده و سپس با کمک گرفتن از مفاصل لولایی و کشویی ضمن ثابت نگه داشتن طول فنر-کمک فنر، سبب تغییر در زاویه‌ی راستای فنر کمک فنر (زاویه‌ی  $\alpha$ ) می‌شود. در ادامه این سیستم تعلیق هندسه متغیر پیشنهادی با جزئیات بیشتر در شکل‌های (۵) و (۶) به تصویر کشیده می‌شود.



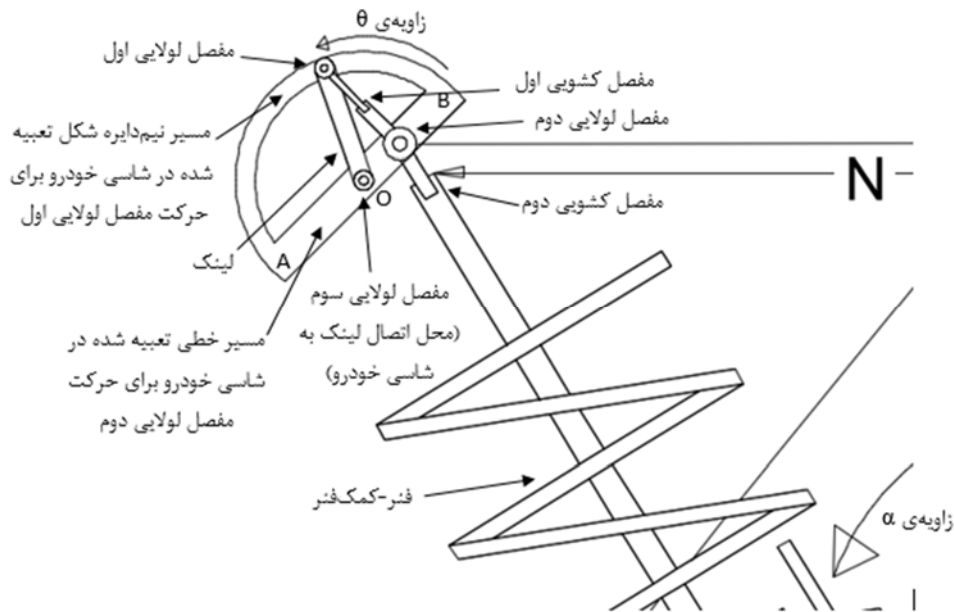
**شکل ۴-** بالا رفتن لینک و تغییر در زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر با محور عمود بر سطح زمین بدون فشردگی یا کشیدگی فنر-کمک فنر (ترسیم شده در نرم‌افزار ادمز)



**شکل ۳-** پایین آمدن لینک و تغییر در زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر با محور عمود بر سطح زمین بدون فشردگی یا کشیدگی فنر-کمک فنر (ترسیم شده در نرم‌افزار ادمز)



شکل ۵- تصویری از سیستم تعلیق هندسه متغیر پیشنهادی در این مقاله به همراه جزئیات آن



شکل ۶- نمایی نزدیک از محل اتصال اتصال فنر-کمک فنر به لینک دوار در سیستم تعلیق هندسه متغیر پیشنهادی در این مقاله

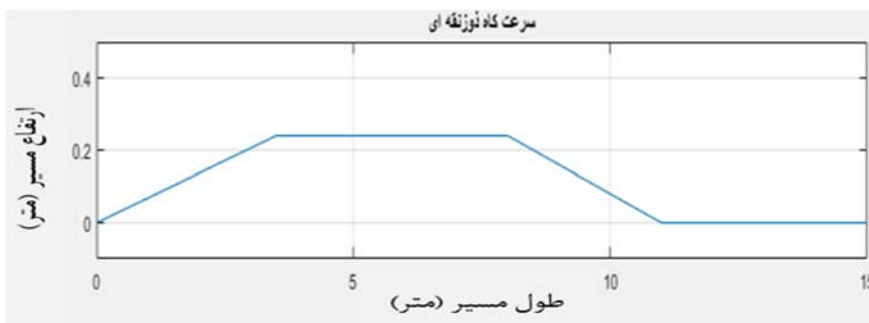
در اشکال (۵) و (۶) مشاهده می‌شود، زاویه ی  $\theta$ ، زاویه ی راستای لینک با خط فرضی  $AB$  است. در اینجا با کمک گرفتن از مفصل‌های کشویی و لولایی در محل اتصال فنر-کمک فنر به لینک مذکور، حین تغییر در زاویه ی  $\alpha$ ، طول فنر-کمک فنر ثابت می‌ماند. لازم به ذکر است که در این مقاله این مکانیزم برای هر چهار چرخ خودرو در نظر گرفته شده است.

### ۳- بیان مسئله و نکات مورد نیاز برای حل آن

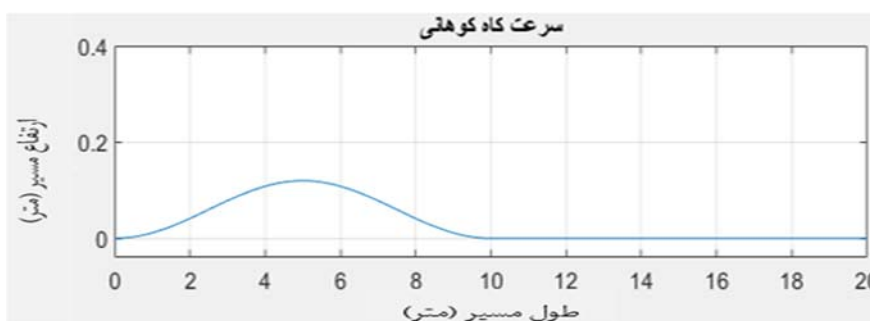
پس از بیان نکات و اطلاعات اولیه‌ی مورد نیاز در قسمت‌های قبلی اکنون به تعریف مسئله پرداخته می‌شود. برای حل مسئله نیز نیاز به دانستن داده‌ها و نیز در نظر گرفتن فرضیاتی است که در ادامه بیان می‌گردند.

#### ۳-۱- بیان مسئله

در این مقاله یک خودرو با مشخصات معین مفروض است. این خودرو با وزن‌های مختلف سوار بر خود (از سبک‌ترین تا سنگین‌ترین حالت)، از روی دست‌اندازه‌های دوزنقه‌ای و کوهانی با سرعت‌های ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۵۰ کیلومتر بر ساعت عبور می‌کند. اکنون هدف آن است که شتاب سرنشینان برای تمامی شرایط فوق در حالتی که کنترل روی سیستم تعلیق اعمال شود و نیز بدون اعمال آن به دست آیند و با یکدیگر مقایسه شوند. لازم به ذکر است که در اینجا فرض بر این است که بیشینه سرعت مجاز، ۴۰ کیلومتر بر ساعت می‌باشد. در ادامه مشخصات دست‌اندازه‌های دوزنقه‌ای و کوهانی بیان شده اند. دست‌اندازه‌های دوزنقه‌ای اکثراً از جنس آسفالت می‌باشند، دارای عرض کلی بین ۹ الی ۱۱ و ارتفاعی بین ۰٫۲ الی ۰٫۳ متر می‌باشند. بیش‌ترین نمونه‌ی به کار برده شده از این نوع سرعت‌گاه دارای عرض ورودی ۳٫۵، عرض تخت ۴٫۵، عرض خروجی ۳ و ارتفاع ۰٫۲۴ متر می‌باشد. طبق استاندارد جهانی این سرعت‌گاه‌ها بایستی در معابری که حداکثر سرعت مجاز در آن‌ها ۴۰ کیلومتر بر ساعت است نصب گردد. شکل (۷) نشان‌گر سرعت‌گاه دوزنقه‌ای می‌باشند [۱]. این نوع از سرعت‌گاه‌ها نیز از جنس آسفالت می‌باشند.



شکل ۷- نمودار سرعت گیر دوزنقه‌ای شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار متلب



شکل ۸- نمودار سرعت گیر کوهانی شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار متلب

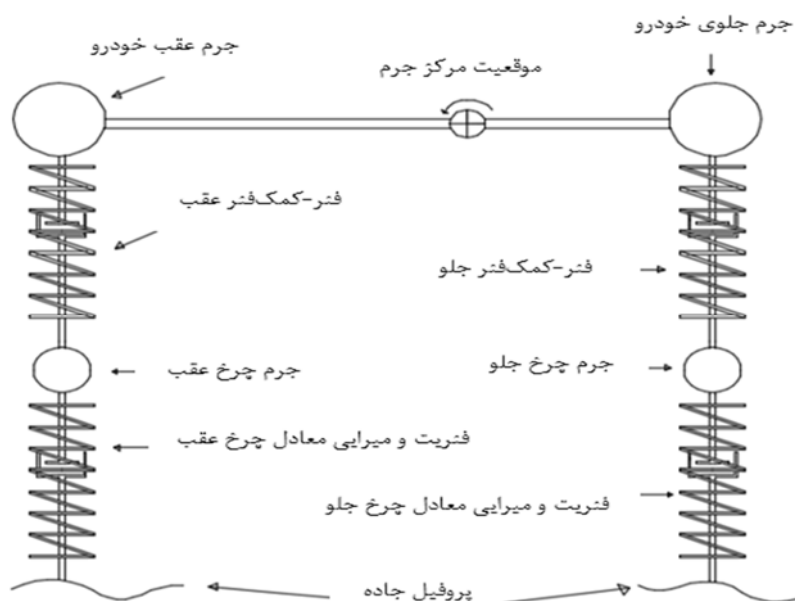
شکل (۸) نیز سرعت‌گیر کوهانی را نشان می‌دهد [۱]. عرض این سرعت‌گیرها بین ۸ تا ۱۲ و ارتفاع آن بین ۰,۱۲ تا ۰,۱۶ متر متغیر است. بیش‌ترین نمونه‌ی ساخته شده از این نوع سرعت‌گاه دارای عرض ۱۰ و ارتفاع ۰,۱۲ متر است. طبق استاندارد جهانی این سرعت‌گاه‌ها نیز می‌بایست در خیابان‌هایی که حداکثر سرعت مجاز در آن‌ها ۴۰ کیلومتر بر ساعت است نصب گردد.

### ۳-۲- مشخصات خودروی مذکور

در این مقاله یک خودروی فرضی در نظر گرفته شده است. مشخصات کلی این خودرو و نیز سیستم تعلیق آن در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات کلی از خودروی مفروض و سیستم تعلیق آن

میزان کمیت	مشخصات خودرو
۵ نفر	تعداد سرنشین
۹۱۰ کیلوگرم	جرم خودرو
۴۹۰ کیلوگرم	جرم اختصاص داده شده به جلوی خودرو (از مرکز جرم تا جلوی خودرو) در حالت بدون سرنشین
۴۲۰ کیلوگرم	جرم اختصاص داده شده به عقب خودرو (از مرکز جرم تا انتهای خودرو) در حالت بدون سرنشین
۲,۵ متر	فاصله‌ی دو محور چرخ جلو و عقب
۲۲۵ کیلوگرم	بیشینه بار مجاز برای قسمت جلو
۳۷۵ کیلوگرم	بیشینه بار مجاز برای قسمت عقب
۶۰۰ کیلوگرم	بیشینه‌ی بار مجاز در مجموع



شکل ۹- مدل‌سازی جرم-فنر-دمپر دو بعدی خودرو

### ۳-۳- فرضیات و نکات اصلی

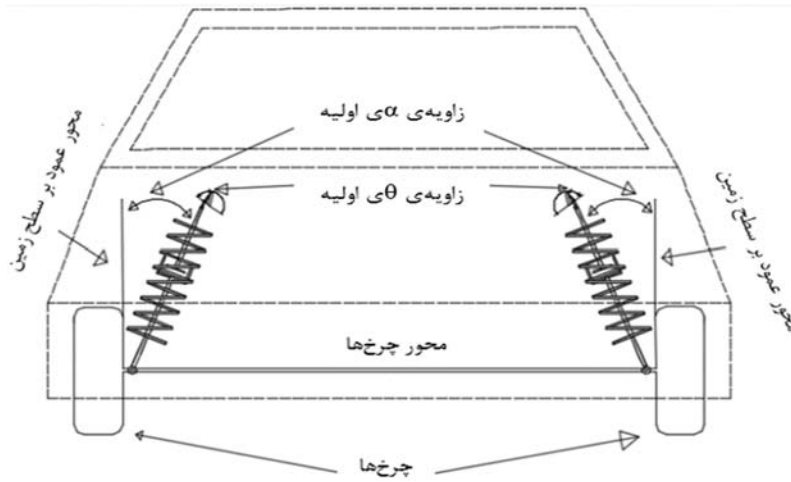
برای حل این مسئله ابتدا چند فرض و نکته‌ی اساسی در نظر گرفته شده‌اند که به شرح زیر می‌باشند:

- ۱- بررسی خودرو در دو بعد (مطابق شکل (۹)). در این مدل‌سازی به‌جای چرخ‌ها از مدل جرم-فنر-دمپ استفاده شده است [۱۶].
- ۲- در نظر گرفتن اثرات مقدار وزن سرنشینان سوار بر خودرو و نیز موقعیت مکانی آنان (جلو یا عقب نشستن مسافران).
- ۳- اختصاص دادن نقطه‌ای روی فنر-کمک فنر جلو به نمایندگی از جرم سرنشینان جلو و همچنین اختصاص دادن نقطه‌ای روی فنر-کمک فنر عقب به عنوان جرم سرنشینان عقب.
- ۴- صرف نظر کردن از اثرات وزن سرنشینان عقب روی شتاب‌گیری سرنشینان جلو و همچنین چشم‌پوشی از اثرات وزن سرنشینان جلو روی شتاب‌گیری سرنشینان عقب به هنگام عبور از دست‌انداز.
- ۵- لحاظ کردن دو ضریب میرایی برای کمک فنرها (ضریب کوچک‌تر برای هنگام جمع شدن کمک فنر و نیز ضریب بزرگ‌تر برای هنگام باز شدن آن).
- ۶- در نظر گرفتن اثرات جرم، فنریت و میرایی چرخ‌ها.
- ۷- فرض بر اینکه معابر سطح شهر هموار بوده و تنها پستی و بلندی‌های موجود در آنان ناشی از دست‌اندازهای دوزنقه‌ای و کوهانی است و فاقد ناهمواری‌ها، چاله‌ها و یا دست‌اندازهای غیر استاندارد می‌باشد.
- ۸- لازم به ذکر است که در این مقاله روی پردازش تصویر سطح مسیر و نیز سرعت عکس‌العمل عمل‌گرها بررسی‌ای صورت نمی‌گیرد. به بیان دقیق‌تر فرض بر این است که خودرو اطلاعات مسیر پیش رو (پروفیل دست‌انداز) را از قبل دریافت کرده است و در اینجا از این اطلاعات جهت تعیین زاویه‌ی راستای فنر و کمک فنر نسبت به محور عمود بر سطح زمین استفاده می‌کند.

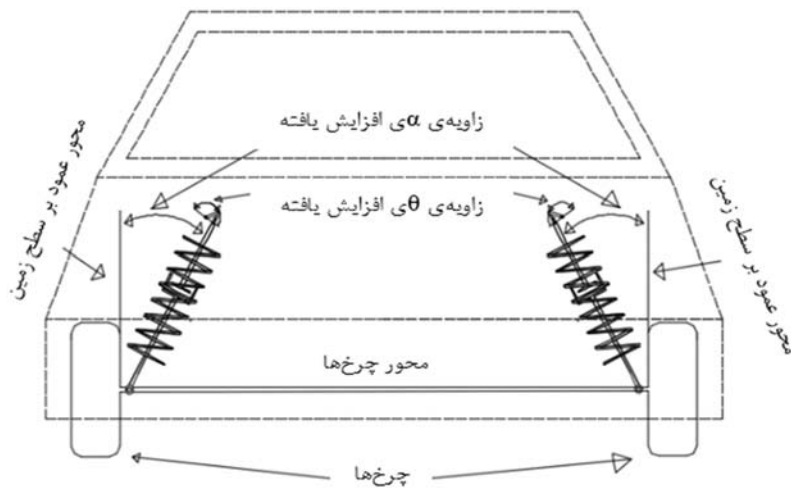
### ۳-۴- نحوه‌ی کارکرد سیستم تعلیق مذکور در طول مسیر

در ابتدای حرکت و پیش از مواجهه با دست‌انداز، سیستم تعلیق مقادیر زاویای  $\theta$  و  $\alpha$  ثابت و از پیش تعیین شده‌اند (زاویه‌ی اولیه‌ی  $\theta$  برابر با صفر درجه و پیرو آن زاویه‌ی اولیه‌ی  $\alpha$  ۲۳٫۷۵ درجه می‌باشند). در طول مسیر و به هنگام رسیدن به دست‌انداز پیش رو، زاویه‌ی  $\theta$  و در پی آن زاویه‌ی  $\alpha$  طوری تغییر می‌کنند که راحتی سرنشینان افزایش یابد. در ادامه پس از عبور از روی دست‌انداز و میرا شدن ارتعاشات ناشی از دست‌انداز، زاویای  $\theta$  و  $\alpha$  به حالت اولیه‌ی خود برمی‌گردند. در اینجا مجدداً لازم به ذکر است که این مقاله روی پردازش تصویر مسیر پیش رو، تشخیص دست‌انداز پیش رو و نیز سرعت تغییر زاویای  $\theta$  و  $\alpha$  کار نمی‌کند بلکه فرض بر این است که اطلاعات مسیر پیش رو (پروفیل دست‌انداز) را از قبل دریافت کرده است و در اینجا از این اطلاعات برای تعیین زاویای  $\theta$  و  $\alpha$  استفاده می‌کند. شکل‌های (۱۰) الی (۱۲) زاویه‌های  $\theta$  و  $\alpha$  را پیش از عبور از روی دست‌انداز، هنگام عبور از روی دست‌انداز و بعد از عبور از روی آن از نمای روبه‌رو نمایش می‌دهند.

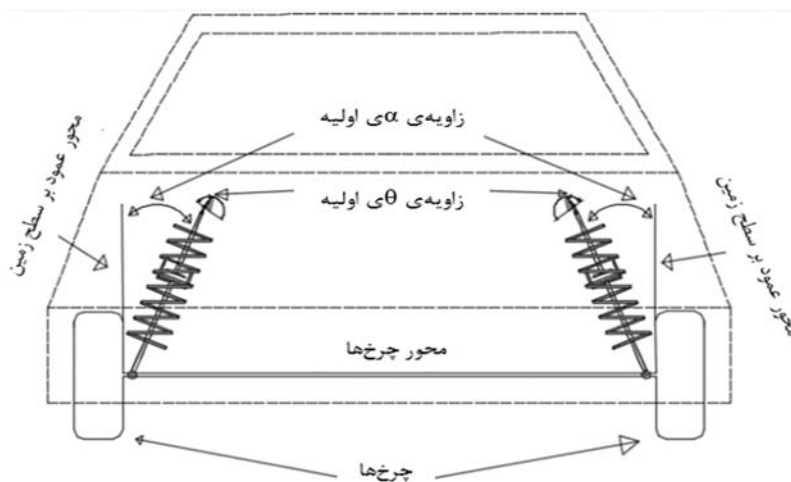




شکل ۱۰- عبور خودرو پیش از رسیدن به دست‌انداز



شکل ۱۱- عبور خودرو هنگام عبور از روی دست‌انداز (تغییر در زوایای  $\alpha$  و  $\theta$ )



شکل ۱۲- عبور خودرو بعد از رد شدن از روی دست‌انداز و میرا شدن ارتعاشات ناشی از دست‌انداز

از آنجایی که راستای فنر-کمک فنر تغییر می‌کند، ممکن است این سؤال پیش بیاید که آیا این تغییر زاویه روی فرمان‌پذیری خودرو اثر گذار است یا خیر. در اینجا بایستی به این نکته اشاره داشت که از آنجایی که سرعت‌گیرها در مسیر صاف کار گذاشته می‌شوند و در پیچ‌ها سرعت‌گیری وجود ندارد، بنابراین تغییر زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر تأثیری در فرمان‌پذیری و پایداری خودرو نخواهد گذاشت چرا که پس از عبور از روی هر دست‌انداز راستای فنر-کمک فنر به حالت اولیه‌ی خود باز می‌گردند.

### ۳-۵- روند حل مسئله

برای حل مسئله‌ی مذکور ابتدا هدف آن است که معادلات حرکت مجموعه به دست آید. برای این منظور ابتدا معادلات انرژی پتانسیل و جنبشی و نیز تابع ریلی آن به دست می‌آید. در ادامه به کمک معادله‌ی لاگرانژ، معادلات حرکت سیستم استخراج می‌گردند [۱۷].

با توجه به مدل‌سازی انجام شده، انرژی‌های پتانسیل سیستم از رابطه‌های (۱) الی (۳) یافت می‌شوند.

$$U_m = 0.5K_{ay}(y_a - y_{at})^2 + 0.5K_{by}(y_b - y_{bt})^2 \quad (۱)$$

در این رابطه،  $U_m$  مجموع انرژی پتانسیل فنرهای جلو و عقب اتومبیل،  $K_{ay}$  برآیند ضریب فنریت فنرهای جلو در راستای عمود بر سطح زمین،  $y_a$  جابه‌جایی عمودی سرنشینان جلو،  $y_{at}$  جابه‌جایی عمودی تاپر جلویی،  $K_{by}$  برآیند ضریب فنریت فنرهای عقب خودرو در راستای عمود بر سطح زمین،  $y_b$  جابه‌جایی عمودی سرنشینان عقب و  $y_{bt}$  جابه‌جایی تاپر عقبی اتومبیل می‌باشند.

$$U_{mat} = 0.5K_{at}(y_{at} - y_{ae})^2 \quad (۲)$$

که در اینجا،  $U_{mat}$  انرژی پتانسیل تاپرهای جلو،  $K_{at}$  برآیند ضریب فنریت چرخ‌های جلو و  $y_{ae}$  تابع پروفیل جاده برای چرخ‌های جلو هستند.

$$U_{mbt} = 0.5K_{bt}(y_{bt} - y_{be})^2 \quad (۳)$$

در اینجا نیز،  $U_{mbt}$  انرژی پتانسیل چرخ‌های عقب،  $K_{bt}$  برآیند ضریب فنریت چرخ‌های عقب و  $y_{be}$  تابع پروفیل جاده برای چرخ‌های عقب هستند. با توجه به مدل‌سازی انجام شده، انرژی‌های جنبشی سیستم نیز از رابطه‌های (۴) الی (۶) یافت می‌شوند.

$$T_m = 0.5 \left( \frac{L_b}{L_b + L_a} \right) m \dot{y}_a^2 + 0.5 \left( \frac{L_b}{L_b + L_a} \right) m \dot{y}_b^2 \quad (۴)$$

در رابطه‌ی فوق،  $T_m$  مجموع انرژی جنبشی ناشی از جرم خودرو و سرنشینان جلو و عقب،  $L_b$  فاصله‌ی مرکز جرم خودرو تا چرخ‌های عقب،  $L_a$  فاصله‌ی مرکز جرم خودرو تا چرخ‌های جلویی،  $m$  جرم خودرو و سرنشینان،  $\dot{y}_a$  سرعت عمودی بخش جلویی خودرو و سرنشینان جلو و در نهایت  $\dot{y}_b$  سرعت بخش انتهایی خودرو و سرنشینان عقب در راستای عمود بر سطح زمین می‌باشند.

$$T_{mat} = 0.5m_{at}\dot{y}_{at}^2 \quad (۵)$$

در این رابطه نیز،  $T_{mat}$  انرژی جنبشی چرخ‌های جلویی،  $m_{at}$  جرم دو چرخ جلو و  $\dot{y}_{at}$  سرعت چرخ‌های جلو در راستای عمود بر سطح زمین هستند.

$$T_{mbt} = 0.5m_{bt}\dot{y}_{bt}^2 \quad (۶)$$

در این رابطه نیز،  $T_{mbt}$  انرژی جنبشی چرخ‌های عقب،  $m_{bt}$  جرم دو چرخ عقب و  $\dot{y}_{bt}$  سرعت چرخ‌های عقب در راستای عمود بر سطح زمین هستند. توابع ریلی سیستم نیز در رابطه‌های (۷) الی (۹) بیان شده است.

$$R_m = 0.5C_{ay}(\dot{y}_a - \dot{y}_{at})^2 + 0.5C_{by}(\dot{y}_b - \dot{y}_{bt})^2 \quad (۷)$$

در اینجا  $R_m$  تابع ریلی ناشی از میرایی کمک فنرهای جلو و عقب خودرو،  $C_{ay}$  برآیند ضریب میرایی کمک فنرهای جلو در راستای عمود بر سطح زمین و  $C_{by}$  برآیند ضریب میرایی کمک فنرهای عقب در راستای عمود بر سطح زمین هستند.

$$R_{mat} = 0.5C_{at}(\dot{y}_{at} - \dot{y}_{ae})^2 \quad (۸)$$

در فرمول بالا،  $R_{mat}$  تابع ریلی مربوط به میرایی چرخ‌های جلو،  $C_{at}$  برآیند ضریب میرایی چرخ‌های جلو و  $\dot{y}_{ae}$  تغییرات پروفیل جاده برای چرخ‌های جلو در واحد زمان در راستای عمود بر سطح (سرعت عمودی قسمت پایین چرخ‌های جلو) می‌باشند.

$$R_{mbt} = 0.5C_{bt}(\dot{y}_{bt} - \dot{y}_{be})^2 \quad (۹)$$

در فرمول بالا،  $R_{mbt}$  تابع ریلی مربوط به میرایی چرخ‌های عقب،  $C_{bt}$  برآیند ضریب میرایی چرخ‌های عقب و  $\dot{y}_{be}$  تغییرات پروفیل جاده برای چرخ‌های عقب در واحد زمان در راستای عمود بر سطح (سرعت عمودی قسمت پایین چرخ‌های عقب) می‌باشند.

در ادامه با بهره‌گیری از معادله‌ی لاگرانژ، معادلات حرکت حاکم بر مجموعه به دست می‌آیند. معادله‌ی لاگرانژ در رابطه‌ی (۱۰) بیان شده است [۱۸].

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = F_{n.c} \quad (۱۰)$$

رابطه‌ی بالا فرم کلی معادله‌ی لاگرانژ است که در آن،  $T$  انرژی جنبشی،  $U$  انرژی پتانسیل،  $R$  تابع ریلی،  $F_{n.c}$  نیروی نانکنسرواتو،  $q_i$  مختصات عام،  $\dot{q}_i$  مشتق زمانی مختصات عام و  $t$  زمان می‌باشند. در ادامه انرژی‌های پتانسیل و جنبشی و توابع ریلی به دست آمده در بخش قبلی، در رابطه‌ی فوق جایگذاری می‌شوند. با توجه به مدل‌سازی انجام شده، این مجموعه دارای ۶ مختصات عام  $y_a, y_b, y_{at}, y_b, y_{bt}, y_{ae}$  و  $y_{be}$  می‌باشد. بنابراین با جایگذاری مختصات‌های عام مذکور، معادلات حرکت حاصل خواهند شد.

معادلات حرکت حاکم بر سیستم نیز در رابطه‌های (۱۱) الی (۱۶) آورده شده است.

$$\left(\frac{L_b}{L_b + L_a}\right) m \ddot{y}_a + K_{ay}(y_a - y_{at}) + K_{by} \left(\frac{L_b}{L_a}\right) \left(\frac{L_b}{L_a} y_a - y_{bt}\right) + C_{ay}(\dot{y}_a - \dot{y}_{at}) + C_{by} \left(\frac{L_b}{L_a}\right) \left(\frac{L_b}{L_a} \dot{y}_a - \dot{y}_{bt}\right) = 0 \quad (11)$$

رابطه‌ی بالا اولین معادله از معادلات حرکت مجموعه می‌باشد. در رابطه‌ی بالا،  $\ddot{y}_a$  شتاب سرنشینان جلو در راستای عمود بر سطح زمین می‌باشد.

$$m_{at} \ddot{y}_{at} + K_{ay}(y_{at} - y_a) + K_{at}(y_{at} - y_{ae}) + C_{ay}(\dot{y}_{at} - \dot{y}_a) + C_{at}(\dot{y}_{at} - \dot{y}_{ae}) = 0 \quad (12)$$

در اینجا  $\ddot{y}_{at}$  شتاب تایرهای جلویی در راستای عمود بر سطح است.

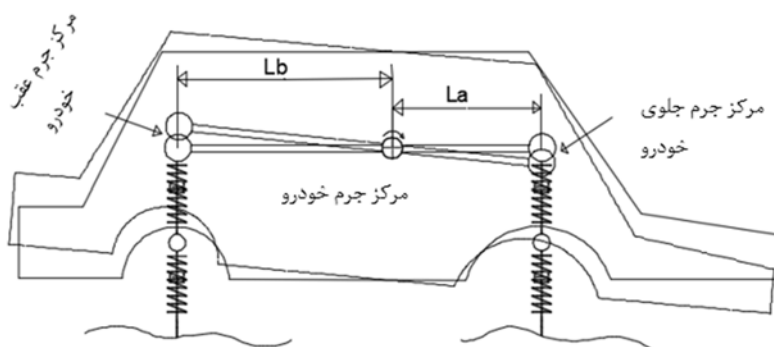
$$m_{bt} \ddot{y}_{bt} + K_{by} \left(y_{bt} - \frac{L_b}{L_a} y_a\right) + K_{bt}(y_{bt} - y_{be}) + C_{by} \left(\dot{y}_{bt} - \frac{L_b}{L_a} \dot{y}_a\right) + C_{bt}(\dot{y}_{bt} - \dot{y}_{be}) = 0 \quad (13)$$

در فرمول بالا،  $\ddot{y}_{bt}$  شتاب تایرهای عقبی در راستای عمود بر سطح زمین است.

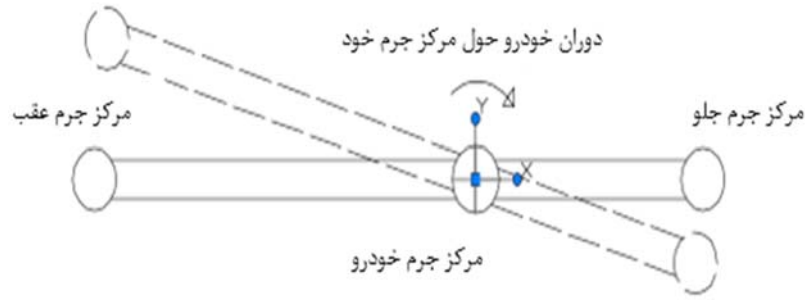
$$K_{at}(y_{ae} - y_{at}) + C_{at}(\dot{y}_{ae} - \dot{y}_{at}) = 0 \quad (14)$$

$$K_{bt}(y_{be} - y_{bt}) + C_{bt}(\dot{y}_{be} - \dot{y}_{bt}) = 0 \quad (15)$$

با توجه به شکل‌های (۱۳) و (۱۴) می‌توان اظهار داشت برای ارتعاشات کوچک رابطه‌ی (۱۶) برای جابه‌جایی عمودی سرنشینان جلو و عقب بر قرار است [۱۹]. لازم به ذکر است که در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) مطابق با فرض مسئله، مرکز جرمی به نمایندگی از اجرام بخش جلویی خودرو و نیز اجرام بخش انتهایی خودرو در نظر گرفته شده‌اند.



شکل ۱۳- دوران خودرو حول مرکز جرمش در مدل‌سازی دو بعدی جرم-فنر-دمپر خودرو



شکل ۱۴- جابه‌جایی عمودی بخش جلو و عقب خودرو در هنگام دوران خودرو حول مرکز جرم خود

$$y_b = -y_a \frac{L_b}{L_a} \quad (۱۶)$$

با توجه به شکل‌های (۵) و (۶) رابطه‌ی بین زوایای  $\theta$  و  $\alpha$  به صورت روابط (۱۷) و (۱۸) بیان می‌شوند.

$$\alpha_a = \tan^{-1} \left( \frac{N - L_{Link} \cos(\pi/4 + \theta_a)}{H + L_{Link} \sin(\pi/4 + \theta_a)} \right) \quad (۱۷)$$

در رابطه‌ی بالا،  $\alpha_a$  زاویه‌ی بین راستای فنرها و کمک فنرهای جلو با محور عمود بر سطح زمین،  $N$  فاصله‌ی افقی نقطه‌ی  $O$  با محور عمودی،  $H$  فاصله‌ی عمودی محل اتصال فنر-کمک فنر و چرخ با محور افقی،  $L_{Link}$  طول لینک و  $\theta_a$  زاویه‌ای که لینک‌های جلو با خط فرضی  $AB$  می‌سازد (میزان دوران لینک‌های جلو)، می‌باشند.

$$\alpha_b = \tan^{-1} \left( \frac{N - L_{Link} \cos(\pi/4 + \theta_b)}{H + L_{Link} \sin(\pi/4 + \theta_b)} \right) \quad (۱۸)$$

در رابطه‌ی بالا،  $\alpha_b$  زاویه‌ی بین راستای فنرها و کمک فنرهای عقب با محور عمود بر سطح زمین و  $\theta_b$  زاویه‌ای که لینک عقب با خط  $AB$  می‌سازد (میزان دوران لینک‌های عقب)، می‌باشند.

مقادیر برآیند ضرایب میرایی کمک فنرهای جلو ( $C_a$ ) و عقب ( $C_b$ ) نیز به ترتیب در روابط (۱۹) و (۲۰) بر حسب نتوتن ثانیه بر متر آورده شده است.

$$C_a = \begin{cases} 6500 & \dot{y}_a - \dot{y}_{at} \leq 0 \\ 900 & \dot{y}_a - \dot{y}_{at} > 0 \end{cases} \quad (۱۹)$$

$$C_b = \begin{cases} 6000 & \dot{y}_b - \dot{y}_{bt} \leq 0 \\ 900 & \dot{y}_b - \dot{y}_{bt} > 0 \end{cases} \quad (۲۰)$$

همان‌طور که در روابط (۱۹) و (۲۰) مشاهده می‌گردد، دو مقدار مجزا برای ضریب میرایی کمک فنرها لحاظ شده است. مشاهده می‌شود کمک فنرها به هنگام جمع شدن سفت‌تر و در هنگام باز شدن نرم‌تر عمل می‌کنند. در ادامه برای تبدیل ضرایب فنریت فنر و میرایی کمک فنر خودرو به ضرایب فنریت و میرایی عمود بر سطح مسیر که مورد نیاز این مقاله است، از روابط (۲۱) الی (۲۴) استفاده می‌شود [۲۰].

$$K_{ay} = K_a \cos^2(\alpha_a) \quad (21)$$

$$K_{by} = K_b \cos^2(\alpha_b) \quad (22)$$

$$C_{ay} = C_a \cos^2(\alpha_a) \quad (23)$$

$$C_{by} = C_b \cos^2(\alpha_b) \quad (24)$$

در روابط فوق  $K_a$  برآیند ضرایب فنریت فنرهای جلو،  $K_b$  برآیند ضرایب فنریت فنرهای عقب،  $C_a$  برآیند ضرایب میرایی کمک فنرهای جلو،  $C_b$  برآیند ضرایب میرایی کمک فنرهای عقب می‌باشند که مقادیر آنها در ادامه در جدول (۲) بیان شده‌اند.

رابطه‌ی ریاضی دست‌اندازهای دوزنقه‌ای و کوهانی وارد شده بر چرخ‌های جلو نیز به ترتیب در روابط (۲۵) و (۲۶) آورده شده‌اند.

$$y_{ae} = \begin{cases} (0.24/3.5)x & 0 < x < 3.5 \\ 0.24 & 3.5 < x \leq 8 \\ -0.08x & 8 < x \leq 11 \\ 0 & 11 < x \end{cases} \quad (25)$$

$$y_{ae} = \begin{cases} -0.06 \cos\left(\frac{\pi x}{5}\right) + 0.06 & 0 < x \leq 10 \\ 0 & x \geq 10 \end{cases} \quad (26)$$

در روابط بالا  $x$  جابه‌جایی افقی خودرو در مسیر حرکت است که از رابطه‌ی (۲۷) به دست می‌آید.

$$x = V \cdot t \quad (27)$$

در رابطه‌ی بالا  $V$  سرعت افقی خودرو در مسیر حرکت و  $t$  زمان است.

تابع ریاضی دست‌انداز وارد شده به چرخ‌های عقب نیز طبیعتاً شبیه به تابع ریاضی دست‌انداز وارد شده به چرخ‌های جلو است با این تفاوت که این تابع با یک تاخیر زمانی به چرخ‌های عقب وارد می‌شود. این تاخیر زمانی با رابطه‌ی (۲۸) بیان می‌گردد.

$$\tau = \frac{L_a + L_b}{V} \quad (28)$$

در رابطه‌ی بالا جمع  $L_a$  و  $L_b$  فاصله‌ی چرخ‌های جلو و عقب هستند که طبق جدول (۲) برابر ۲٫۵ متر می‌باشند و  $\tau$  تاخیر زمانی است.

در رابطه‌ی (۲۹) و (۳۰) تابع دست‌انداز دوزنقه‌ای و کوهانی وارد شده به چرخ‌های عقب بیان می‌شود.

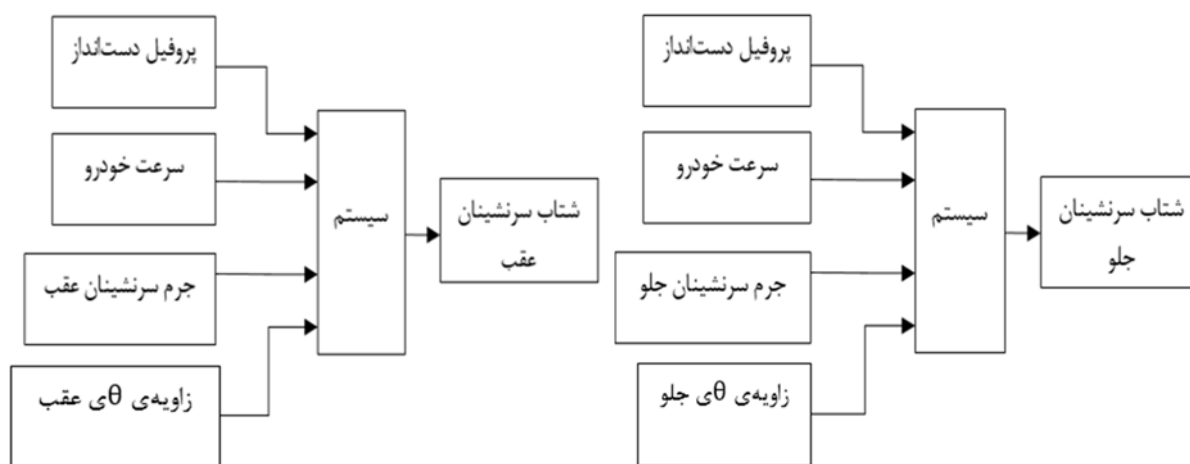
$$y_{be} = \begin{cases} 0 & x \leq 2.5 \\ (0.24/3.5)x & 2.5 < x \leq 6 \\ 0.24 & 6 < x \leq 10.5 \\ -0.08x & 10.5 < x \leq 13.5 \\ 0 & 13.5 < x \end{cases} \quad (29)$$

$$y_{be} = \begin{cases} 0 & x \leq 2.5 \\ -0.06 \cos\left(\frac{\pi x}{5}\right) + 0.06 & 2.5 < x \leq 12.5 \\ 0 & 12.5 < x \end{cases} \quad (30)$$

در ادامه برای حل معادلات فوق به دانستن مقادیر ثابت در این روابط نیاز است. در ادامه در جدول (۲) به بیان این مقادیر ثابت پرداخته می‌شود.

**جدول ۲- مقادیر ثابت در سیستم تعلیق هندسه متغیر پیشنهادی در این مقاله**

واحد	مقدار	کمیت
$(Nm^{-1})$	۲۷۵۰۰	$K_a$
$(Nm^{-1})$	۲۵۵۰۰	$K_b$
$(Nm^{-1})$	۲۰۰۰۰۰	$K_{at}$
$(Nm^{-1})$	۲۰۰۰۰۰	$K_{bt}$
$(Nsm^{-1})$	۷۰۰	$C_{at}$
$(Nsm^{-1})$	۷۰۰	$C_{bt}$
$(m)$	۰,۲۴	$N$
$(m)$	۰,۴۳	$H$
$(m)$	۰,۰۵	$L_{Link}$
$(kg)$	۹۱۰	$m$
$(kg)$	۵۰	$m_{at}$
$(kg)$	۵۰	$m_{bt}$
$(m)$	۱,۱۵	$L_a$
$(m)$	۱,۳۵	$L_b$



شکل ۱۶- دیاگرام بلوکی مجموعه برای قسمت عقب

خودرو در حالت کنترل نشده

شکل ۱۵- دیاگرام بلوکی مجموعه برای قسمت جلوی

خودرو در حالت کنترل نشده

اکنون معادلات حرکت بالا و سایر روابط به زبان برنامه‌نویسی در بخش سیمولینک نرم‌افزار متلب نوشته می‌شوند. تا این مرحله معادلات دینامیکی مجموعه به دست آمده است. بدیهی است که با لحاظ کردن اطلاعات اولیه (پروفیل دست‌انداز، سرعت خودرو، جرم سوار بر جلو و عقب خودرو و نیز زاویه  $\theta$  برای جلو و عقب خودرو) در سیمولینک مذکور به عنوان ورودی، خروجی سیستم (شتاب سرنشینان جلو و عقب) در حالت کنترل نشده به دست خواهد آمد. لازم به ذکر است که در حالت کنترل نشده زاویه لینک (زاویه  $\theta$ ) در حالت اولیه خود (زاویه صفر درجه) و متعاقباً زاویه راستای فنر-کمک فنر با محور عمود بر سطح زمین (زاویه  $\alpha$ ) نیز در حالت اولیه خود (زاویه  $23,75$  درجه) باقی می‌مانند و تغییر نمی‌کنند. شکل‌های (۱۵) و (۱۶) دیاگرام بلوکی مجموعه را در حالت کنترل نشده نشان می‌دهد.

#### ۴- کنترل سیستم تعلیق

در این مقاله مکانیزم سیستم تعلیق پیشنهادی در حالت کنترل شده به شرح زیر عمل می‌کند. ابتدا این سیستم تعلیق پیش از تشخیص دست‌انداز پیش رو دارای زاویه اولیه  $\theta$  (درجه) و اولیه  $\alpha$  ( $23,75$  درجه) می‌باشد. در ادامه پس از تشخیص دست‌انداز مقابل، زاویه  $\theta$  تغییر کرده و پیرو آن زاویه راستای فنر-کمک فنر با محور عمود بر سطح زمین (زاویه  $\alpha$ ) تغییر می‌نماید. سپس پس از عبور از روی دست‌انداز زاویه  $\theta$  و در پی آن زاویه  $\alpha$  به حالت اولیه خود باز می‌گردند. در این قسمت هدف یافتن زاویه  $\theta$  است که به ازای آن شتاب وارد شده بر سرنشینان کمینه گردد. برای یافتن زاویه  $\theta$  بهینه، از الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. تابع هزینه در این الگوریتم، شتاب وارد شده به سرنشینان می‌باشد که در اینجا هدف کمینه کردن آن است. متغیرهایی که روی این شتاب تاثیر گذارند، پروفیل دست‌انداز، سرعت خودرو و وزن سرنشینان می‌باشند. بنابراین بسته به این که خودرو با چه دست‌اندازی مواجه شود و چه سرعتی داشته باشد و چه وزنی سوار آن شود، زاویه  $\theta$  بهینه‌ی مجزایی وجود خواهد داشت. از این رو با استفاده از الگوریتم



ژنتیک تمامی این زوایای  $\theta$  بهینه برای تمامی شرایط محاسبه می‌شوند. در ادامه مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی  $\theta$  ذخیره می‌گردند. سپس خودرو در هنگام حرکت با تشخیص پروفیل دست‌انداز روبه‌رو، سرعتش و مقدار وزن سوار بر خود، زاویه‌ی  $\theta$  بهینه را که از قبل محاسبه شده است، انتخاب می‌کند. در ادامه با زاویه‌ی  $\theta$  بهینه از روی دست‌انداز عبور می‌نماید تا شتاب وارد بر سرنشینان به حداقل خود برسد. سپس پس از عبور از روی دست‌انداز زاویه‌ی  $\theta$  به حالت اولیه‌ی خود باز می‌گردد. اطلاعات کلی‌ای مربوط به الگوریتم ژنتیک به کار برده شده در این مقاله، به این شرح است. در اینجا نوع مسئله پیوسته است. این الگوریتم تک هدفی بوده و تعداد جمعیت در آن ۱۰۰ در نظر گرفته شده است. ضریب جهش در آن برابر ۰,۳ و نوع جهش، تابع نرمال می‌باشد. ضریب ترکیب نیز برابر با ۰,۸ و نوع ترکیب از نوع محاسباتی است.

لازم به ذکر است که بخش‌های جلو و عقب خودرو جداگانه کنترل می‌شوند. به بیان دقیق‌تر این کنترل از دو الگوریتم ژنتیک (یکی برای بخش جلوی خودرو و دیگری برای بخش عقب خودرو) استفاده می‌کند. این امر به این معنی است که به ازای هر بار گذر از روی دست‌انداز، دو مقدار بهینه‌ی  $\theta$  (یکی برای جلو و یکی برای عقب) وجود دارند. بنابراین این موضوع که چه مقدار از وزن سوار بر خودرو بر قسمت جلوی خودرو سوار می‌شود و چه مقدار از آن سوار بر بخش عقبی، اهمیت پیدا می‌کند. به همین منظور مقدار وزن سرنشینان به عنوان ورودی، به دو بخش وزن سرنشینان جلو و وزن سرنشینان عقب تقسیم می‌شود. در ادامه چند مقدار مجزای وزن (از سبک تا سنگین) برای بخش‌های جلو و عقب خودرو در الگوریتم ژنتیک لحاظ می‌گردد. سپس زاویه‌ی  $\theta$  به ازای هر میزان جرم سوار بر خودرو، سرعت خودرو و نیز پروفیل دست‌انداز برای بخش‌های جلو و عقب خودرو یافت می‌شود. جدول‌های (۳) و (۴) مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی  $\theta$  را برای تمامی حالات، برای بخش جلوی خودرو نشان می‌دهد.

### جدول ۳- مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی $\theta$ جلو بر حسب رادیان به ازای جرم‌ها و سرعت‌های مختلف

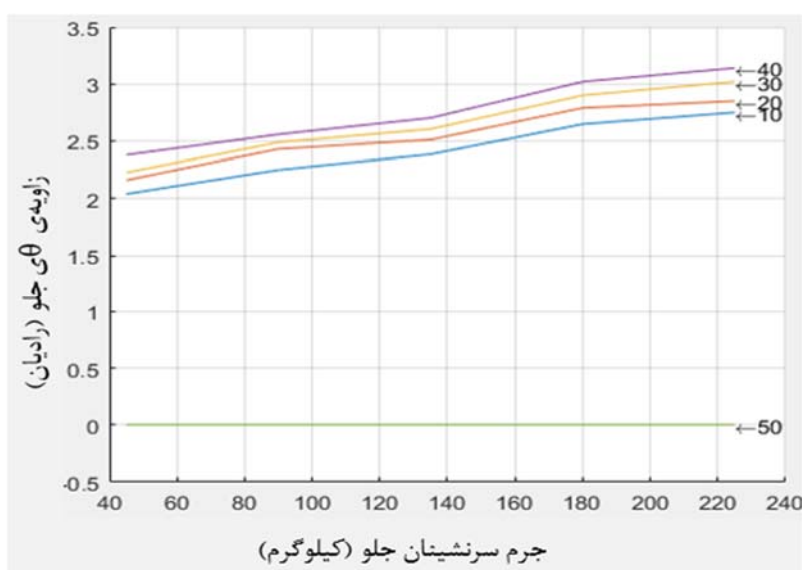
به هنگام عبور از دست‌انداز دوزنقه‌ای

جرم (kg)	۴۵	۹۰	۱۳	۱۰	۲۲۵	
سرعت (km/h)	۱۰	۲,۰۴	۲,۲۵	۲,۳۷	۲,۶۴	۲,۷۵
۲۰	۲,۱۷	۲,۴۴	۲,۵۱	۲,۷۹	۲,۸۵	
۳۰	۲,۲۲	۲,۴۹	۲,۶	۲,۹۲	۳,۰۲	
۴۰	۲,۳۸	۲,۵۵	۲,۷	۳,۰۲	۳,۱۴	
۵۰	۰	۰	۰	۰	۰	

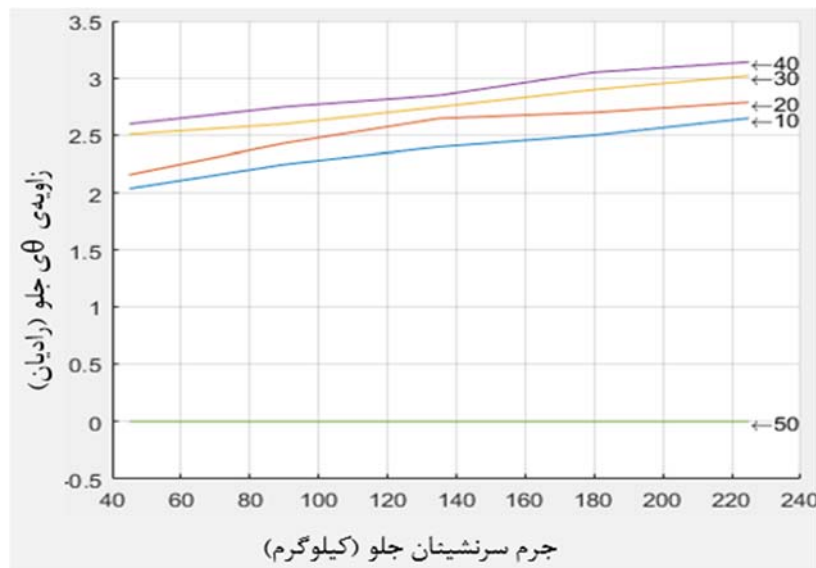
**جدول ۴- مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی  $\theta$ ی جلو بر حسب رادیان به ازای جرم‌ها و سرعت‌های مختلف هنگام عبور از دست‌انداز کوهانی**

جرم (kg)	سرعت (km/h)	۴۵	۹۰	۱۳۵	۱۸۰	۲۲۵
۱۰	۲,۰۵	۲,۲۴	۲,۴	۲,۵۲	۲,۶۵	
۲۰	۲,۱۴	۲,۴۲	۲,۶۱	۲,۶۹	۲,۷۸	
۳۰	۲,۵۱	۲,۶	۲,۷۵	۲,۸۸	۳,۰۳	
۴۰	۲,۶	۲,۷۳	۲,۸۵	۳,۰۶	۳,۱۴	
۵۰	۰	۰	۰	۰	۰	۰

ملاحظه می‌گردد که زاویه‌ی  $\theta$ ی بهینه برای مقادیر مجزایی از وزن و سرعت محاسبه شده است. این امر به آن دلیل است که بی‌شمار میزان جرم می‌توان سوار بر خودرو کرد و همچنین می‌توان بی‌شمار مقدار سرعت برای خودرو در نظر گرفت. بنابراین مقادیر مجزایی از جرم و سرعت انتخاب شده‌اند و در ادامه زاویه‌های  $\theta$ ی بهینه برای مابقی جرم‌های سوار بر خودرو و سرعت‌های خودرو از طریق میان‌یابی و برون‌یابی یافت می‌گردند.



**شکل ۱۷- نمودار جرم-زاویه‌ی بهینه‌ی  $\theta$ ی جلو در سرعت‌های ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۵۰ کیلومتر بر ساعت به هنگام عبور از دست‌انداز دوزنقه‌ای**



**شکل ۱۸-** نمودار جرم-زاویه‌ی بهینه‌ی  $\theta$  جلو در سرعت‌های ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۵۰ کیلومتر بر ساعت به هنگام عبور از دست‌انداز کوهانی

برای این منظور در ادامه این مقادیر در لوک‌آپ‌تیل، یکی از دی‌گرام‌های بلوکی بخش سیمولینک نرم‌افزار متلب وارد می‌گردند. لوک‌آپ‌تیل می‌تواند با میان‌یابی کردن، زاویه‌ی  $\theta$  بهینه را برای جرم‌هایی به غیر از جرم‌ها و سرعت‌های تفکیک شده‌ی فوق بیابد. در شکل‌های (۱۷) و (۱۸) ملاحظه می‌گردد که  $\theta$  بهینه برای مابقی جرم‌ها و سرعت‌ها از طریق میان‌یابی و برون‌یابی خطی به دست آمده‌اند. در ادامه همین روند برای سرنشینان عقب انجام می‌گیرد. جدول‌های (۵) و (۶) مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی  $\theta$  را برای تمامی حالات بیان می‌کند.

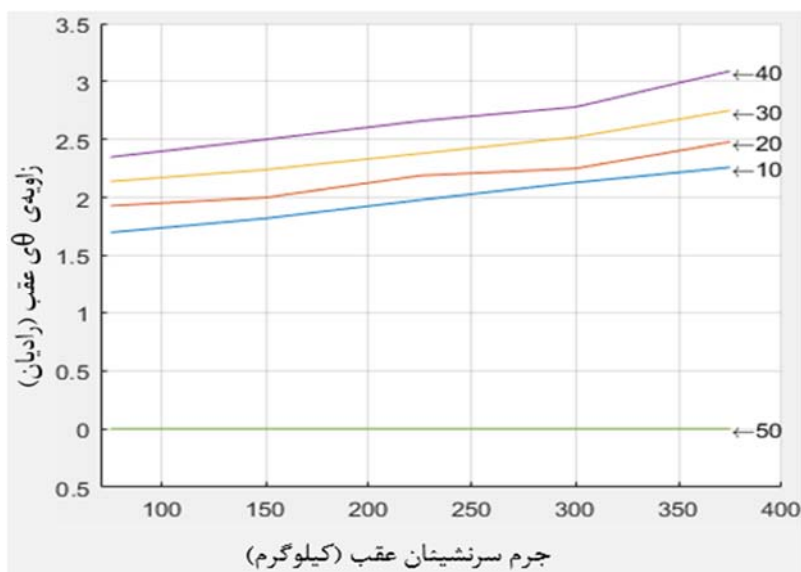
**جدول ۵-** مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی  $\theta$  عقب بر حسب رادیان به ازای جرم‌ها و سرعت‌های مختلف به هنگام عبور از دست‌انداز دوزنقه‌ای

جرم (kg)	سرعت (km/h)				
	۷۵	۱۵۰	۲۲۵	۳۰۰	۳۷۵
۱۰	۱,۷	۱,۸۲	۱,۹۸	۲,۱۳	۲,۲۶
۲۰	۱,۹۳	۲	۲,۱۹	۲,۲۵	۲,۴۸
۳۰	۲,۱۴	۲,۲۴	۲,۳۸	۲,۵۲	۲,۷۵
۴۰	۲,۳۵	۲,۵	۲,۶۶	۲,۷۸	۳,۰۹
۵۰	۰	۰	۰	۰	۰

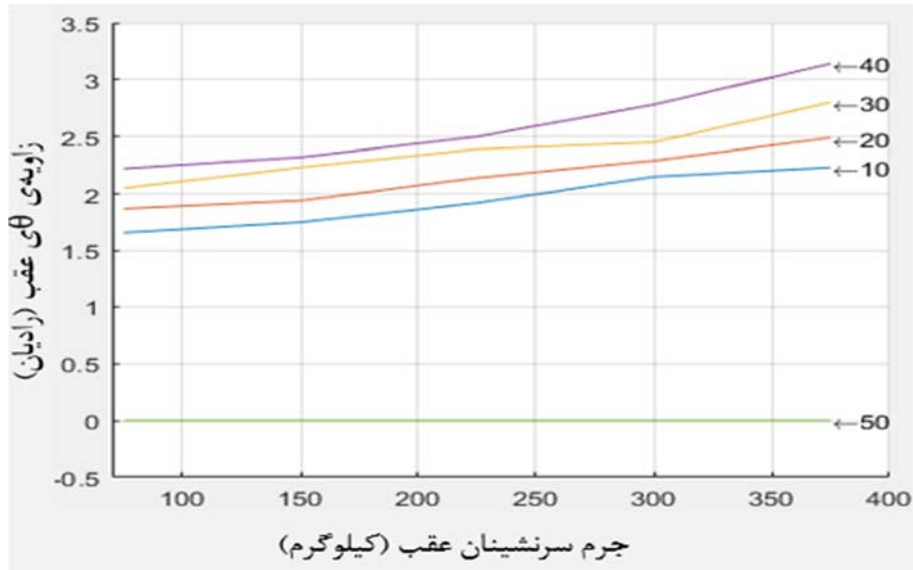
**جدول ۶-** مقادیر بهینه‌ی زاویه‌ی  $\theta$  عقب بر حسب رادیان به ازای جرم‌ها و سرعت‌های مختلف هنگام عبور از دست‌انداز کوهانی

جرم (kg)	سرعت (km/h)	۷۵	۱۵۰	۲۲۵	۳۰۰	۳۷۵
۱۰	۱۰	۱,۶۶	۱,۷۵	۱,۹۲	۲,۱۵	۲,۲۳
۲۰	۲۰	۱,۸۷	۱,۹۴	۲,۱۴	۲,۲۹	۲,۴۹
۳۰	۳۰	۲,۰۵	۲,۲۳	۲,۳۹	۲,۴۵	۲,۸
۴۰	۴۰	۲,۲۲	۲,۳۲	۲,۵	۲,۷۸	۳,۱۴
۵۰	۵۰	۰	۰	۰	۰	۰

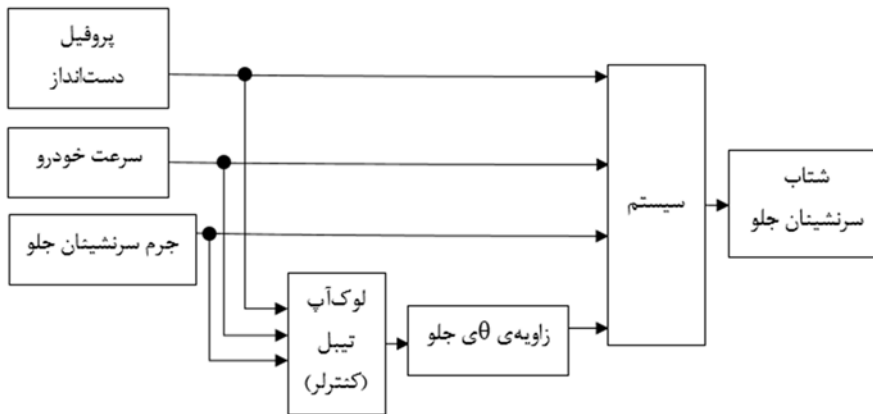
شکل‌های (۱۹) و (۲۰) نمودار جرم-سرعت-زاویه‌ی بهینه‌ی  $\theta$  را برای سرنشینان عقب نمایش در دو دست‌انداز مذکور نمایش می‌دهد. شکل‌های (۲۱) و (۲۲) دیاگرام بلوکی مجموعه را در حالت کنترل شده نشان می‌دهد. در اینجا بلوک لوک‌آپ‌تیبیل نقش کنترلر را ایفا کرده و زاویه‌ی  $\theta$  متغیری است که با اعمال تغییرات در آن سیستم کنترل می‌شود. لینک مذکور نیز نقش اکچوایاتور (عملگر) را دارد. لازم به ذکر است، همان‌گونه که در شکل‌های (۲۱) و (۲۲) مشاهده می‌گردد کنترل مجموعه به صورت حلقه باز می‌باشد.



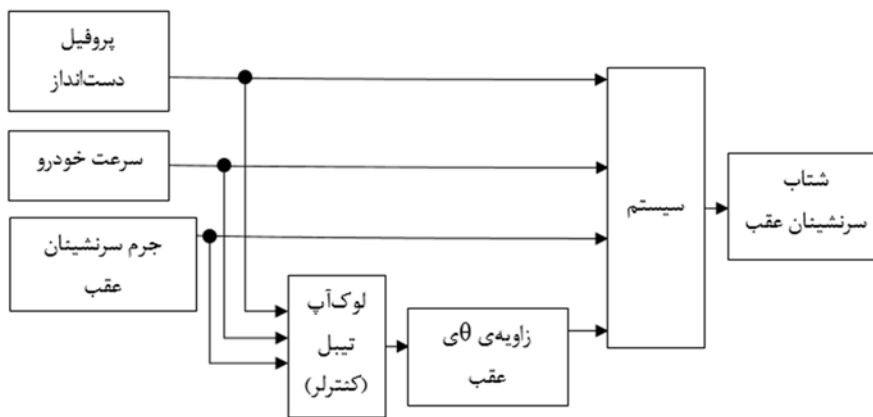
**شکل ۱۹-** نمودار جرم-زاویه‌ی بهینه‌ی  $\theta$  عقب در سرعت‌های ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۵۰ کیلومتر بر ساعت به هنگام عبور از دست‌انداز دوزنقه‌ای



شکل ۲۰- نمودار جرم-زاویه ی بهینه ی  $\theta$  عقب در سرعت های ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۵۰ کیلومتر بر ساعت به هنگام عبور از دست انداز کوهانی



شکل ۲۱- دیاگرام بلوکی مجموعه برای قسمت جلوی خودرو در حالت کنترل شده



شکل ۲۲- دیاگرام بلوکی مجموعه برای قسمت عقب خودرو در حالت کنترل شده

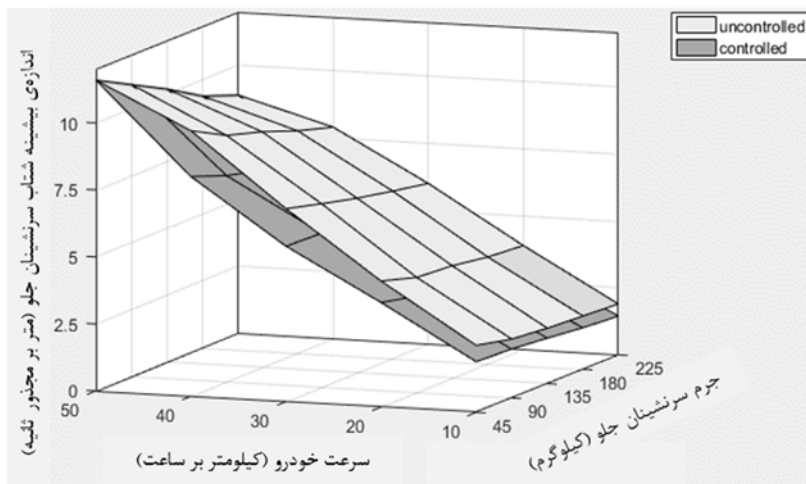
## ۵- جواب‌های به‌دست آمده در شرایط کنترل شده و کنترل نشده

در بخش قبل، زاویه‌های بهینه  $\theta$  برای تمامی حالات به دست آمد. ملاحظه گردید این زاویه بسته به وزن سرنشینان، سرعت خودرو و پروفیل دست‌انداز متغیر است. بنابراین متعاقباً زاویه  $\alpha$  نیز به همراه آن تغییر می‌کند. این زوایا به گونه‌ای تغییر می‌کنند تا بیشینه شتاب سرنشینان (عامل ناراحتی سرنشینان) حداقل گردد. در این بخش هدف مشاهده‌ی تفاوت مقدار بیشینه شتاب سرنشینان در حالت‌های کنترل نشده (زوایای  $\theta$  و  $\alpha$  در زاویه‌ی اولیه‌ی خود بدون تغییر ثابت مانده‌اند) و کنترل شده (زوایای  $\theta$  و  $\alpha$  تغییر کرده‌اند) است. در ادامه در جدول‌های (۷) الی (۱۰) مقادیر بیشینه شتاب برای قسمت‌های جلو و عقب خودرو در تمامی حالات آورده شده است. لازم به ذکر است که در جداول (۷) الی (۱۰)، در هر خانه اعداد بالای نقطه‌چین‌ها بیشینه شتاب سرنشینان در طول مسیر در حالت کنترل نشده و اعداد پایین نقطه‌چین‌ها بیشینه شتاب سرنشینان در طول مسیر در حالت کنترل شده می‌باشند. سپس بعد از هر جدول نمودار مربوط به آن که نمودار جرم-سرعت-بیشینه شتاب برای بخش‌های جلو و عقب خودرو هستند، در شکل‌های (۲۳) الی (۲۶) آورده شده است. لازم به ذکر است که این کنترل تا سرعت‌های مجاز انجام می‌شود و با عبور راننده از سرعت مجاز، کنترل سیستم تعلیق متوقف می‌گردد.

**جدول ۷-** مقادیر شتاب بیشینه‌ی سرنشینان جلو به ازای سرعت و جرم‌های مختلف، در دو حالت کنترل نشده و کنترل شده

و در هنگام عبور از روی دست‌انداز ذوزنقه‌ای

جرم (kg)	۴۵	۹۰	۱۳۵	۱۸۰	۲۲۵	سرعت (km/h)
						۱۰
	۲,۵ ۱,۸۹	۲,۲ ۱,۸۳	۲,۰۷ ۱,۷	۱,۹۸ ۱,۵۶	۱,۹ ۱,۴۸	۱۰
	۴,۸ ۳,۹	۴,۳ ۳,۶	۴,۲۲ ۳,۵	۳,۹۹ ۳,۳۱	۳,۸۸ ۳,۲۲	۲۰
	۷,۲ ۵,۸	۶,۸۵ ۵,۷۵	۶,۵۲ ۵,۳	۶,۲۵ ۴,۹	۶ ۴,۸۵	۳۰
	۹,۹۱ ۸,۲	۹,۲ ۷,۷	۸,۸۲ ۷,۳۵	۸,۳۲ ۶,۸	۷,۹۱ ۶,۵	۴۰
	۱۱,۶ ۱۱,۶	۱۰,۹ ۱۰,۹	۱۰,۲۱ ۱۰,۲۱	۹,۴۲ ۹,۴۲	۸,۹ ۸,۹	۵۰

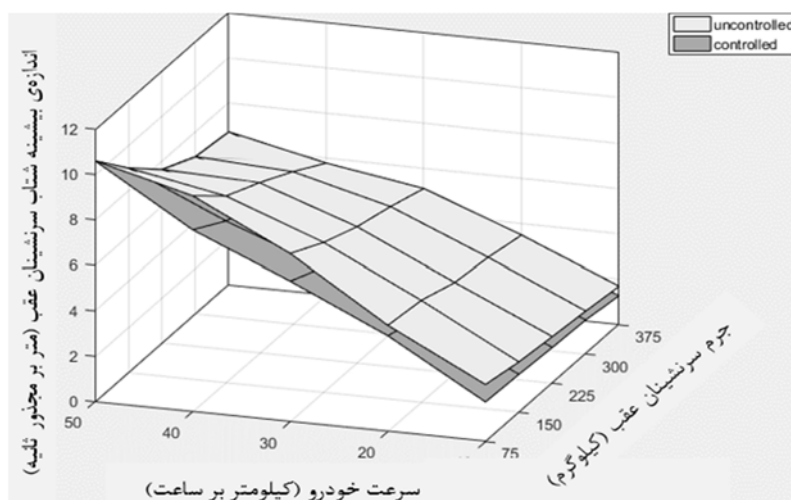


شکل ۲۳- نمودار جرم-سرعت- بیشینه شتاب سرنشینان جلو، در دو حالت کنترل نشده (طوسی روشن (رویه‌ی بالایی)) و کنترل شده (طوسی تیره (رویه‌ی پایینی)) و در هنگام عبور از روی دست‌انداز دوزنقه‌ای

جدول ۸- مقادیر شتاب بیشینه‌ی سرنشینان عقب به ازای سرعت و جرم‌های مختلف، در دو حالت کنترل نشده و

کنترل شده و در هنگام عبور از روی دست‌انداز دوزنقه‌ای

		جرم (kg)					سرعت (km/h)
		۳۷۵	۳۰۰	۲۲۵	۱۵۰	۷۵	
۱۰		۱,۸ ----- ۱,۳	۱,۹ ----- ۱,۵۱	۲,۰۶ ----- ۱,۵۸	۲,۲۳ ----- ۱,۶۸	۲,۵ ----- ۱,۷۸	
۲۰		۳,۵ ----- ۲,۹	۳,۸۱ ----- ۳,۲۲	۴ ----- ۳,۶	۴,۵ ----- ۳,۷۸	۴,۷۵ ----- ۴,۰۱	
۳۰		۵,۱۱ ----- ۴,۵	۵,۶ ----- ۴,۸	۶ ----- ۵,۲	۶,۶ ----- ۵,۵۱	۷,۴ ----- ۶,۱۹	
۴۰		۵,۷۹ ----- ۵,۱۲	۶,۷ ----- ۵,۶۷	۷,۵ ----- ۶,۵	۸,۲ ----- ۷,۱	۹,۵ ----- ۸	
۵۰		۶,۷۳ ----- ۶,۷۳	۶,۹۲ ----- ۶,۹۲	۷,۶۵ ----- ۷,۶۵	۹ ----- ۹	۱۰,۶ ----- ۱۰,۶	

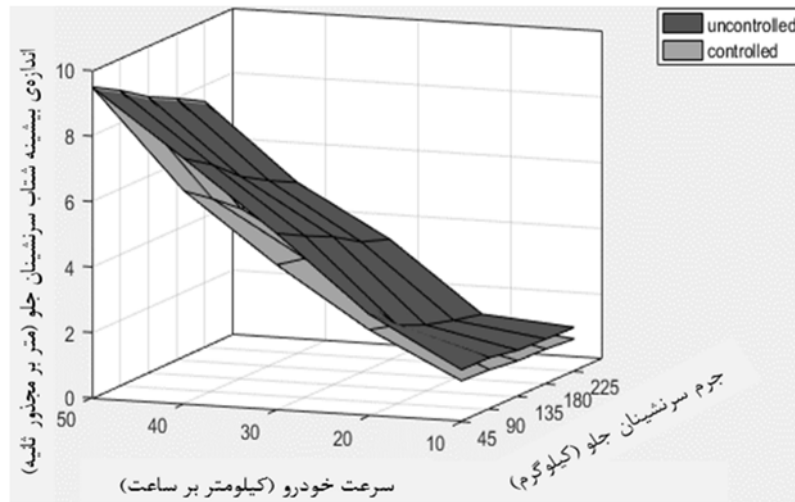


شکل ۲۴- نمودار جرم-سرعت- بیشینه شتاب سرنشینان عقب، در دو حالت کنترل نشده (طوسی روشن (روبهی بالایی)) و کنترل شده (طوسی تیره (روبهی پایینی)) و در هنگام عبور از روی دستانداز دوزنقه‌ای

جدول ۹- مقادیر شتاب بیشینه‌ی سرنشینان جلو به ازای سرعت و جرم‌های مختلف، در دو حالت کنترل نشده و کنترل شده و در هنگام عبور از روی دستانداز کوهانی

جرم (kg)	۴۵	۹۰	۱۳۵	۱۸۰	۲۲۵
سرعت (km/h)					
۱۰	۱,۵۹	۱,۵۸	۱,۴۲	۱,۳۸	۱,۳۵
	۱,۲۵	۱,۲۱	۱,۱	۱,۰۸	۱
۲۰	۳,۱	۲,۷۸	۲,۰۱	۱,۷۷	۱,۵۷
	۲,۶۳	۲,۳۹	۱,۷۲	۱,۶۲	۱,۳۱
۳۰	۵,۳۹	۴,۹۳	۴,۵۲	۴,۱	۳,۶۸
	۴,۴۳	۴,۲۴	۳,۶	۳,۴۱	۲,۹۳
۴۰	۷,۴۹	۶,۹۲	۶,۱۸	۵,۶۷	۵,۲۳
	۶,۵	۵,۸۸	۵,۲	۵	۴,۴
۵۰	۹,۵	۹,۰۱	۸,۴۳	۸	۷,۵۲
	۹,۵	۹,۰۱	۸,۴۳	۸	۷,۵۲





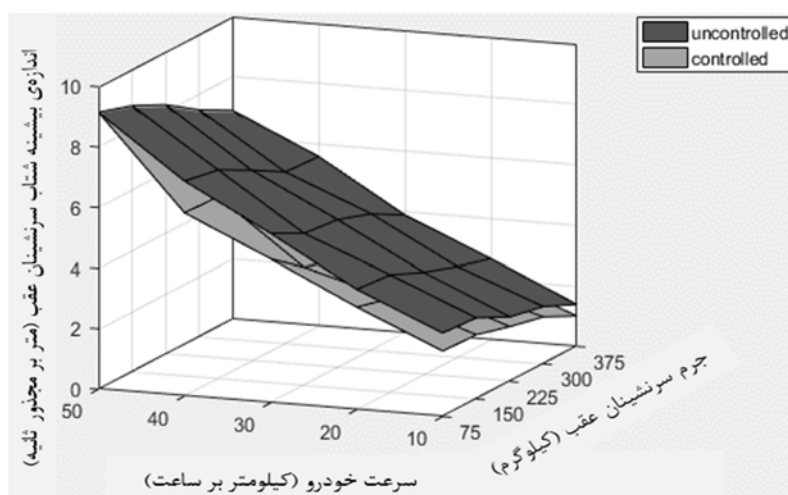
**شکل ۲۵-** نمودار جرم-سرعت- بیشینه شتاب سرنشینان جلو، در دو حالت کنترل نشده (طوسی تیره (رویه‌ی بالایی)) و کنترل شده (طوسی روشن (رویه‌ی پایینی)) و در هنگام عبور از روی دست‌انداز کوهانی

**جدول ۱۰-** مقادیر شتاب بیشینه‌ی سرنشینان عقب به ازای سرعت و جرم‌های مختلف، در دو حالت کنترل نشده و

کنترل شده و در هنگام عبور از روی دست‌انداز کوهانی

					جرم (kg)	سرعت (km/h)
۳۷۵	۳۰۰	۲۲۵	۱۵۰	۷۵		
۱,۳۹	۱,۹	۲,۱۴	۲,۶۹	۲,۷۷	۱۰	
۱,۰۱	۱,۵۶	۱,۸۲	۲,۱۳	۲,۱۷		
۲,۶۷	۲,۹۹	۳,۳۸	۳,۸۸	۳,۹۸	۲۰	
۲,۱	۲,۳۹	۲,۸	۳,۱۱	۳,۴		
۳,۸۸	۴,۵	۴,۸۹	۵,۰۲	۵,۶	۳۰	
۳,۲۵	۳,۵	۳,۶۱	۳,۹	۴,۷۶		
۵,۵۹	۵,۶۶	۶,۳	۶,۸۹	۷,۱	۴۰	
۴,۷۵	۴,۸۱	۵,۳۵	۶	۶,۰۵		
۶,۸۹	۷,۴۹	۸,۲۴	۸,۷۹	۹,۱۵	۵۰	
۶,۸۹	۷,۴۹	۸,۲۴	۸,۷۹	۹,۱۵		

در این مقاله تمامی محاسبات بر حسب واحدهای SI انجام شده‌اند اما در شکل‌های (۲۳) الی (۲۶) به منظور درک بهتر واحد سرعت خودرو به جای متر بر ثانیه، کیلومتر بر ساعت بیان شده است. همان‌طور که در جداول (۳) الی (۶) و شکل‌های (۱۷) الی (۲۱) مشاهده می‌شود، زاویه‌ی  $\theta$  برای سرعت‌های بالاتر از حد مجاز به حالت اولیه‌ی خود باز می‌گردد و نسبت به شرایط کنترل نشده تغییری نمی‌کند.



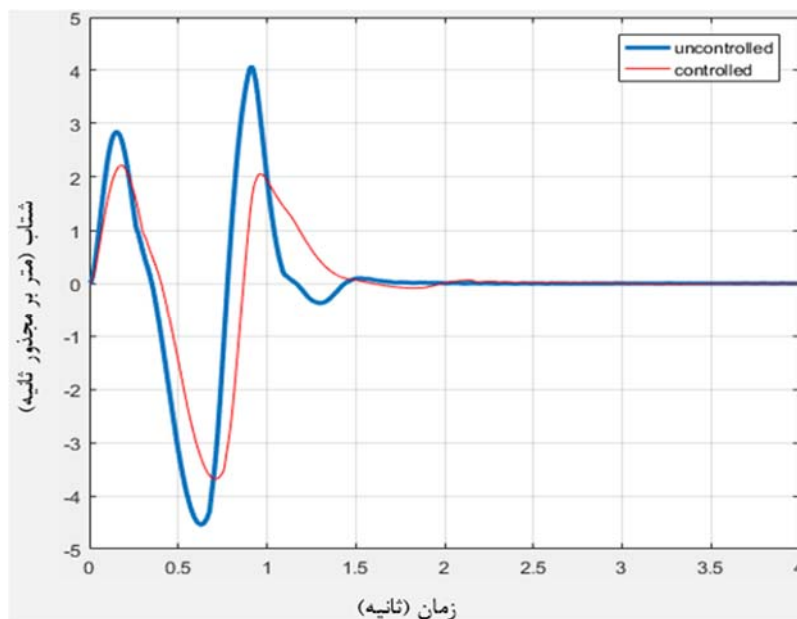
**شکل ۲۶** - نمودار جرم-سرعت-بیشینه شتاب سرنشینان عقب، در دو حالت کنترل نشده (طوسی تیره (رویه‌ی بالایی)) و کنترل شده (طوسی روشن (رویه‌ی پایینی)) و در هنگام عبور از روی دست‌انداز کوهانی

هم‌چنین همان‌گونه که در جداول (۷) الی (۱۰) و شکل‌های (۲۳) الی (۲۶) مشهود است، شتاب سرنشینان در حالت کنترل شده و کنترل نشده، هنگامی که از سرعت مجاز فراتر روند یکسان است. به عبارتی دیگر، کنترل سیستم تعلیق مذکور تا سرعت‌های مجاز صورت می‌پذیرد. به بیان دقیق‌تر یافتن زاویه‌ی بهینه‌ی  $\theta$  تا بیشینه سرعت مجاز برای هر دست‌انداز صورت می‌گیرد. با افزایش سرعت توسط راننده و عبور از روی دست‌انداز با سرعتی بیش از سرعت مجاز سیستم تعلیق کنترل نمی‌شود (زاویه‌ی  $\theta$  دیگر نسبت به حالت کنترل نشده تغییر نمی‌کند). گویی خودرو در حالت کنترل نشده از روی دست‌انداز عبور می‌کند. این امر سبب می‌گردد تا سرنشینان، شتاب به نسبت زیادتری را متحمل شوند و راحتی آنان به طور محسوسی کاهش یابد.

کنترل سیستم تعلیق در محدوده‌ی مجاز سرعت و عدم کنترل آن در سرعت‌های بالاتر از حد مجاز به منظور ترغیب رانندگان به راندن در محدوده‌ی مجاز سرعت و افزایش ایمنی سرنشینان و عابرین پیاده می‌باشد.

در ادامه به عنوان نمونه نمودار شتاب-زمان خودروی مفروض در طول مسیر حرکت در یک حالت دلخواه و در شرایط کنترل شده و کنترل نشده به تصویر کشیده می‌شود.

حالت دلخواه: عبور خودروی مذکور از روی سرعت‌گاه کوهانی با سرعت ۳۰ کیلومتر بر ساعت (۸,۳۳ متر بر ثانیه) در شرایطی که ۱۳۵ کیلوگرم سوار بر بخش جلویی خودرو است. نمودار شتاب-زمان سرنشینان جلو به صورت شکل (۲۷) می‌باشد.



شکل ۲۷- نمودار شتاب-زمان سرنشینان جلو در طول مسیر حرکت در دو حالت کنترل نشده (نمودار با خط ضخیم‌تر) و کنترل شده (نمودار با خط نازک‌تر)

## ۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک سیستم تعلیق به همراه کنترل آن پیشنهاد شد و نشان داده شده که آن به چه میزان تاثیر مثبتی روی راحتی سرنشینان دارد. همچنین میزان اثرات پارامترهای مختلف وزن سرنشین، سرعت خودرو و پروفیل دست‌انداز بر راحتی سرنشینان ملاحظه گردید. نتایج و دست‌آوردها به طور تفکیک شده عبارتند از:

۱- این مقاله مکانیزم نوینی را برای سیستم تعلیق ارائه نمود که ضمن تغییر در زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر با محور عمود بر زمین، کشیدگی و یا فشردگی در فنر-کمک فنر صورت نپذیرد. به بیان دیگر ضرایب مؤثر سختی فنر و میرایی کمک فنر در طول حرکت ثابت می‌مانند و این امر سبب سهولت و افزایش دقت در محاسبات مربوطه می‌شود.

۲- ملاحظه می‌شود که کنترل سیستم تعلیق سبب کاهش ۸ الی ۲۸ درصدی بیشینه شتاب سرنشینان و پیرو آن افزایش راحتی آنان نسبت به حالت کنترل نشده گردیده است.

۳- با افزایش سرعت خودرو، بیشینه شتاب سرنشینان خودرو افزایش می‌یابد و پیرو آن از راحتی سرنشینان کاسته می‌شود.

۴- با افزایش وزن سوار بر خودرو و سنگین کردن آن، شتاب سرنشینان کاهش و در نتیجه راحتی آنان افزایش می‌یابد.

۵- افزایش طول عمر فنر و کمک فنر در این مکانیزم پیشنهادی نسبت به فنرها و کمک فنرهای موجود در سایر سیستم‌های تعلیق هندسه متغیر به علت عدم کشیدگی و فشردگی حین تغییر در زاویه‌ی راستای فنر-کمک فنر نسبت به محور عمود بر سطح زمین.

- ۶- کنترل سیستم تعلیق و پیرو آن افزایش راحتی سرنشینان بدون تاثیری در فرمان‌پذیری خودرو.
- ۷- انرژی مصرفی کم‌تر جهت کنترل و تغییر در زاویه‌ی لینک در این سیستم تعلیق نسبت به سایر سیستم‌های تعلیق هندسه متغیر. این امر به آن دلیل است که بخشی از انرژی مصرفی لینک در سایر سیستم‌های تعلیق هندسه متغیر، صرف فشردن یا کشیدن فنر-کمک فنر می‌شود اما در این مقاله نیازی به فشردن و یا کشیدن فنر-کمک فنر نیست.
- ۸- کنترل سیستم تعلیق تا سرعت مجاز انجام می‌پذیرد و با عبور راننده از سرعت مجاز، کنترل سیستم تعلیق متوقف می‌شود. این کار سبب می‌گردد تا سرنشینان به منظور این‌که شتاب کمتری را در طول مسیر متحمل شوند و راحتی بیشتری را تجربه کنند، در محدوده‌ی مجاز برانند که این امر خود موجب افزایش ایمنی سرنشینان و عابرین پیاده می‌شود شده و احتمال وقوع خطرات جانی و مالی را کاهش می‌دهد.

## مراجع

- [1] Ghorbanian, H., Jamshidi, A., and Ashoori, M., "Dynamic Analyzing of Speed Bumps Effects on Comfort of Pride Passengers with a Quarter-car Modeling and Optimization of Shape of Speed Bumps", *Mechanical and Vibration Engineering*, Vol. 2, pp. 65-79, (2011).
- [2] Gillespie, T., "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, pp. 165-167, Michigan, USA, (2000).
- [3] Nguyen, T., NguyenDinh, N., Lechner, B., and Wong, Y., "Insight into the Lateral Ride Discomfort Thresholds of Young-adult Bus Passengers at Multiple Postures: Case of Singapore", *Case Studies on Transport Policy*, Vol. 7, pp. 617-627, (2019).
- [4] "Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration", International Standard Organization, No. ISO 2631-1, (1997).
- [5] "A Policy on Geometric Design of Highway and Streets", American Association of State Highway Transportation Officials, 6<sup>th</sup> Edition, pp. 33-42, (2011).
- [6] Abdeen, A., Ibrahim, Kh., and Nasr, M., "Active Suspension System Design using Fuzzy Logic Control and Linear Quadratic Regulator", 4<sup>th</sup> International Conference on Advanced Intelligent Systems and Informatics, Vol. 845, pp. 152-166, 1-3 September, Cairo, Egypt, (2018).
- [7] Segla, S., "Modelling and Optimization of Passive and Semi Active Suspension of a 3 DOF Seat Platform", 15<sup>th</sup> International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science, Vol. 73, pp. 4075-4084, 30 June - 4 July, Kraków, Poland, (2019).
- [8] Mustafa, Gh., Wang, H., and Tian, Y., "Vibration Control of an Active Vehicle Suspension Systems Using Optimized Model-free Fuzzy Logic Controller Based on Time Delay Estimation", *Advances in Engineering Software*, Vol. 127, pp. 141-149, (2019).

- [9] Jing, H., Wang, R., Li, C., and Bao, J., “Robust finite-frequency  $H_\infty$  control of full-car active suspension”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 441, pp. 221-239, (2019).
- [10] Hamza, A., and Yahia, N.B., “Intelligent Neural Network Control for Active Heavy Truck Suspension”, 2<sup>nd</sup> International Conference on Advanced Materials Mechanics and Manufacturing, pp. 16-23, Hammamet, Tunisia, 17-19 December, (2018).
- [11] Zhang, Y., Chen, H., Guo, K., Zhang, X., and Li, Sh., “Electro-Hydraulic Damper for Energy Harvesting Suspension: Modeling, Prototyping and Experimental Validation”, *Applied Energy*, Vol. 199, pp. 1-12, (2017).
- [12] Anandan, A., Kandavel, A., Soosairaj, A., “Comparison of Quarter Car Suspension Model using Two Different Controllers”, *Innovative Design, Analysis and Development Practices in Aerospace and Automotive Engineering*, Vol. 1, pp. 195-204, (2018).
- [13] Németh, B., and Gáspár, P., “Nonlinear Analysis and Control of a Variable-Geometry Suspension System”, *Control Engineering Practice*, Vol. 61, pp. 279-291, (2017).
- [14] Min, Y., Evangelou, A., and Dini, D., “Model Identification and Control for a Quarter Car Test Rig of Series Active Variable Geometry Suspension”, *International Federation of Automatic Control*, Vol. 50, pp. 3376-3381, (2017).
- [15] Arana, C., Evangelou, A., and Dini, D., “Series Active Variable Geometry Suspension Application to Comfort Enhancement”, *Control Engineering Practice*, Vol. 59, pp. 111-126, (2017).
- [16] Zhou, Y., and Chen, S., “Vehicle Ride Comfort Analysis with Whole-Body Vibration on Long-Span Bridges Subjected to Crosswind”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 155, pp. 126-140, (2016).
- [17] Nikkhabhrami, M., “*Solution of Vibration Problems*”, Tehran University, 2<sup>nd</sup> Edition, pp. 13-16, (2014).
- [18] Nikkhabhrami, M., “*Theory of Vibrations with Engineering Application*”, Tehran University, 8<sup>th</sup> Edition, pp. 922-924, (2014).
- [19] Nikkhabhrami, M., “*Theory of Vibration*”, Khaje Nasir Al-Din Tusi University, 2<sup>nd</sup> Edition, pp. 130-132, (2014).
- [20] Nikkhabhrami, M., “*Theory of Vibration*”, Khaje Nasir Al-Din Tusi University, 2<sup>nd</sup> Edition, pp. 5-7, (2014).

## فهرست نمادهای انگلیسی

- Ca: برآیند ضریب میرایی کمک فنرهای جلو (Ns/m)
- Cat: برآیند ضریب میرایی چرخهای جلو (Ns/m)
- Cay: برآیند ضریب میرایی کمک فنرهای جلو در راستای عمود بر سطح زمین (Ns/m)
- Cb: برآیند ضریب میرایی کمک فنرهای عقب (Ns/m)
- Cbt: برآیند ضریب میرایی چرخهای عقب (Ns/m)
- Cby: برآیند ضریب میرایی کمک فنرهای عقب در راستای عمود بر سطح زمین (Ns/m)
- F<sub>n.c</sub>: نیروهای نانکانسرواتو (N)
- H: فاصله‌ی عمودی محل اتصال فنر-کمک فنر و چرخ با محور افقی (m)
- Ka: برآیند ضرایب فنریت فنرهای جلو (N/m)
- Kat: برآیند ضریب فنریت چرخهای جلو (N/m)
- Kay: برآیند ضریب فنریت فنرهای جلو در راستای عمود بر سطح زمین (N/m)
- Kb: برآیند ضرایب فنریت فنرهای عقب (N/m)
- Kbt: برآیند ضریب فنریت چرخهای عقب (N/m)
- Kby: برآیند ضریب فنریت فنرهای عقب در راستای عمود بر سطح زمین (N/m)
- La: فاصله‌ی مرکز جرم خودرو تا چرخهای جلوی (m)
- Lb: فاصله‌ی مرکز جرم خودرو تا چرخهای عقب (m)
- L<sub>link</sub>: طول لینک (m)
- m: جرم خودرو و سرنشینان (kg)
- mat: جرم دو چرخ جلو (kg)
- mbt: جرم دو چرخ عقب (kg)
- N: فاصله‌ی محل اتصال لینک و شاسی خودرو با محور عمود بر سطح زمین (m)
- q<sub>i</sub>: مختصات عام در معادله‌ی لاگرانژ
- Q<sub>i</sub>: مشتق زمانی مختصات عام در معادله‌ی لاگرانژ
- R: تابع ریلی (J)
- R<sub>m</sub>: تابع ریلی ناشی از میرایی کمک فنرهای جلو و عقب خودرو (J)
- R<sub>mat</sub>: تابع ریلی ناشی از میرایی چرخهای جلو (J)
- R<sub>mbt</sub>: تابع ریلی ناشی از میرایی چرخهای عقب عقب (J)
- t: زمان (s)
- T: انرژی جنبشی (J)
- T<sub>m</sub>: مجموع انرژی جنبشی ناشی از جرم خودرو و سرنشینان جلو و عقب (J)
- T<sub>mat</sub>: انرژی جنبشی چرخهای جلو (J)
- T<sub>mbt</sub>: انرژی جنبشی چرخهای عقب (J)

- U: انرژی پتانسیل (J)
- $U_m$ : مجموع انرژی پتانسیل فنرهای جلو و عقب اتومبیل (J)
- $U_{mat}$ : انرژی پتانسیل تایرهای جلو (J)
- $U_{mbt}$ : انرژی پتانسیل تایرهای عقب (J)
- V: سرعت افقی خودرو (m/s)
- X: جابه‌جایی افقی خودرو (m)
- $Y_a$ : جابه‌جایی عمودی سرنشینان جلو (m)
- $\dot{Y}_a$ : سرعت بخش جلوی خودرو و سرنشینان عقب در راستای عمود بر سطح زمین (m/s)
- $\ddot{Y}_a$ : شتاب سرنشینان جلو در راستای عمود بر سطح زمین ( $m/s^2$ )
- $Y_{ae}$ : تابع پروفیل جاده برای چرخ‌های جلو (m)
- $\dot{Y}_{ae}$ : تغییرات پروفیل جاده برای چرخ‌های جلو در واحد زمان در راستای عمود بر سطح (m/s)
- $Y_{at}$ : جابه‌جایی عمودی چرخ‌های جلو (m)
- $\dot{Y}_{at}$ : سرعت عمودی تایرهای جلو (m/s)
- $\ddot{Y}_{at}$ : شتاب تایرهای جلویی در راستای عمود بر سطح ( $m/s^2$ )
- $Y_b$ : جابه‌جایی عمودی سرنشینان عقب (m)
- $\dot{Y}_b$ : سرعت بخش انتهایی خودرو و سرنشینان عقب در راستای عمود بر سطح زمین (m/s)
- $Y_{be}$ : تابع پروفیل جاده برای چرخ‌های عقب (m)
- $\dot{Y}_{be}$ : تغییرات پروفیل جاده برای چرخ‌های عقب در واحد زمان در راستای عمود بر سطح (m/s)
- $Y_{bt}$ : جابه‌جایی عمودی چرخ‌های عقب (m)
- $\dot{Y}_{bt}$ : سرعت عمودی تایرهای عقب (m/s)
- $\ddot{Y}_{bt}$ : شتاب تایرهای عقب در راستای عمود بر سطح ( $m/s^2$ )

### نمادهای یونانی

- $\alpha$ : زاویه‌ی بین راستای فنر-کمک فنر با محور عمود بر سطح زمین (rad)
- $\alpha_a$ : زاویه‌ی بین راستای فنرها و کمک فنرهای جلو با محور عمود بر سطح زمین (rad)
- $\alpha_b$ : زاویه‌ی بین راستای فنرها و کمک فنرهای عقب با محور عمود بر سطح زمین (rad)
- $\theta$ : زاویه‌ی چرخش لینک (rad)
- $\theta_a$ : زاویه‌ی چرخش لینک‌های جلو (rad)
- $\theta_b$ : زاویه‌ی چرخش لینک‌های عقب (rad)
- $\tau$ : تاخیر زمانی (s)

**Abstract**

Making passengers feel comfortable during their commuting and travels can be identified as one of the main goals of the suspension systems in vehicles. This goal can be achieved by reducing the negative impacts of bumps of roads and streets on vehicles and its passengers.

The purpose of this paper is to reduce the negative impacts of streets on occupants of cars who pass in speed limited zones in urban routes and consequently enhance their comfort by proposing a new mechanism in field of suspension system of vehicles. To this end, this paper investigates the suspension system control considering the effects of weight of passengers, their sitting position (sitting on rear or front seats of car), speed of vehicle and profile of speed bumps. It will be observed by applying control over the suspension system, comfort of passengers, compared to the uncontrolled state, will be enhanced by 8 to 28 percent.