مجله مهندسی مکانیک مدرس، فوق‌العاده اسفند 1393، دوره 14، شماره 15، ص‌ص 67-74

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تعیین بهینه پارامترهای مدل ترکیبی خودرو و سرنشین برای پیش‌بینی آسیب به سر در تصادف از جلو

علی جمالی[1*]، بهادر طوراندار[2]، علی چایی‌بخش[3]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت
2- دانشجوی کارشناسی‌ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت
3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت
* رشت، صندوق‌پستی: 3756، ali.jamali@guilan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 09 تیر 1393
پذیرش: 11 مرداد 1393
ارائه در سایت: 28 مهر 1393

کلید واژگان:
برخورد
خودرو
بهینه‌سازی
مدل‌سازی

چکیده

امروزه ارائه مدل‌هایی که بتواند رفتار سرنشین را در برخورد پیش‌بینی کند، مورد توجه بسیاری از محققین قرا گرفته است. در این مقاله یک مدل ترکیبی از خودرو و سرنشین برای پیش‌بینی شتاب وارده به سر سرنشین در تصادف از جلو ارائه می‌شود. ابتدا برای مدل‌سازی خودرو یک مدل جرم توده‌ای دوازده درجه آزادی در نظر گرفته می‌شود که بتواند شتاب صندلی در تصادف از جلو را پیش‌بینی کند. در مدل ارائه‌شده هر عضو خودرو به‌صورت یک جرم متمرکز در نظر گرفته شده است که توسط فنر و دمپر به اجزای دیگر متصل شده است. سختی و میرایی فنرها و دمپرهای در نظر گرفته‌شده در این مدل توسط الگوریتم ژنتیک به گو نه‌ای تعیین می‌شوند که خطای بین نمودار شتاب صندلی حاصل از این مدل با نتایج آزمایشگاهی کمینه شود. نتایج آزمایشگاهی استفاده شده برای تعیین پارامترها مدل، مربوط به خودروی هوندا آکورد مدل 2001 در سرعت 48 کیلومتر در ساعت است، که توسط شرکت هوندا ارائه شده است. سپس، از مدل به‌دست آمده با پارامترهای معلوم برای پیش‌بینی رفتار خودرو در برخورد با دو سرعت 40 و 56 کیلومتر بر ساعت استفاده شده است که مطابقت بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. در ادامه برای محاسبه شتاب وارده بر سر راننده از یک مدل دینامیک چند عضوی برای سرنشین استفاده شده است. شتاب صندلی ناشی از برخورد که با استفاده از مدل پیشین به‌دست آمده است به‌عنوان ورودی این مدل در نظر گرفته شده است.

Optimal selection of parameters of a hybrid model of vehicle/passenger for prediction of head injury in front crash

Ali Jamali*, Bahador Tourandaz, Ali Chaibakhsh

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran.
* P.O.B. 3756 Rasht, Iran, ali.jamali@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 30 June 2014
Accepted 02 August 2014
Available Online 20 October 2014

Keywords:
Impact
Vehicle
Optimization
Modeling

ABSTRACT

Nowadays, a great number of researches are being done by scientists to provide various models that can predict the passenger injuries in crashes. In this paper, a hybrid model of vehicle and passenger is proposed to predict the head acceleration in the front crash. A lumped mass model with 12-degree-of-freedom (DOF) is first used to predict the behavior of vehicle in front crash. In this model, any member of vehicle is modeled as a lumped mass and connected to the other members through some springs and dampers. The unknown coefficients of such model are obtained using genetic algorithm to minimize the deviation between the results of experimental and suggested model. The parameters of model are established by experimental results of a real world car, namely the HONDA ACCORD2011, in an accident velocity of 48 km/h. Also, the validity of the proposed model is checked by experimental results of the mentioned vehicle at two other crash velocities of 40 km/h, and 56 km/h. The results show that the proposed model is an efficient framework for preliminary design of both structure and parameter design of vehicle to improve its crash worthiness. Moreover, a multi-body dynamic model of driver is proposed to predict the head injury in front crash. The seat acceleration which has been calculated using the vehicle model is considered as input of this model.

1- مقدمه

نخستین ضایعات جانی وسایل نقلیه موتوری در سال 1889 در شهر نیویورک رخ داد که این اتفاق توجه محققین به افزایش ایمنی خودروها در تصادفات را به خود جلب کرد [1-3]. در یک قرن اخیر افزایش ایمنی سرنشینان در تصادفات تبدیل به یکی از مهم‌ترین اهداف طراحی خودروها شده است. سه دوره متفاوت در تاریخ توسعه ایمنی خودرو وجود دارد [1]. دوره نخست از آغاز قرن 19 تا حدود سال 1935 بود، که دوره پیدایش، رشد و گسترش درک و آگاهی از فرایند بسیار پیچیده برخورد خودروهاست. در این دوره، بهبود دادن امکانات پایه‌ای خودرو نظیر افزایش کیفیت تایرها که مانع از دست دادن کنترل خودرو می‌شود، قرار دادن چراغ جلو برای دید در شب،

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
A. Jamali, B. Tourandaz, A. Chaibakhsh, Optimal selection of parameters of a hybrid model of vehicle/passenger for prediction of head injury in front crash, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 14, No. 15, pp. 67-74, 2015 (In Persian)

Archive of SID
www.SID.ir

استفاده از شیشه‌های ایمنی در جلوی خودرو، و غیره مدنظر بود. دوره دوم از سال 1936 تا 1965 یا دوره میانی گسترش ایمنی خودروها بود. اولین شبیه‌سازی آزمون برخورد خودرو از جلو با مانع توسط جنرال موتورز در این دوره انجام شد. البته این آزمون‌ها نسبت به آزمون‌های امروزی بسیار ابتدایی بودند زیرا آدمک یا هیچ وسیله الکترونیکی برای ثبت یا تحلیل نتایج وجود نداشت و سنجش قابلیت خودرو تنها با بررسی ساختار خودرو پس از برخورد انجام می‌شد. دوره سوم از سال 1966 تا دوره حاضر است که سازمان‌های تخصصی برای بررسی ایمنی و وضع استانداردها برای خودرو در تصادف پدید آمدند. تا پیش از این دوره ایمنی خودروها به‌عنوان بخشی از فرایند تولید خودرو و تحت نظر خود کارخانه‌ها بود و بیشتر توجه به‌جای افزایش ایمنی خودرو در حین تصادف روی پیشرفت ابزار جلوگیری از ایجاد تصادف بود. در این دوره بیشتر تمرکز بر قابلیت بالای ساختار خودرو در تصادفات و سامانه‌های ایمنی برای سرنشینان خودرو مثل کمربندهای ایمنی پیشرفته‌تر و کیسه هوا بود.

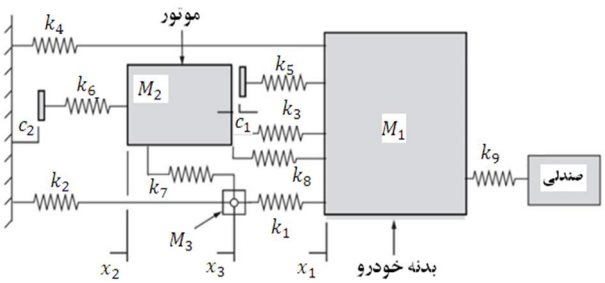
قابلیت خودرو در تصادف[1] نشان‌دهنده قابلیت ساختار و هر یک از اجزای آن در جذب انرژی ناشی از تصادف و نجات جان سرنشینان است. به عبارت دیگر، قابلیت ساختار خودرو چنان‌که تغییر شکل پلاستیک یابد و درعین‌حال فضای کافی برای زنده ماندن سرنشینان خودرو، در تصادفات با کاهش سرعت معقول، حفظ شود. رسیدن به قابلیت بالای خودرو در تصادف از راه جلوگیری از نفوذ قطعات به داخل اتاقک و محدود کردن نیرو و شتاب کاهشی انتقالی به سرنشینان قابل دسترسی است. معیارهای زیادی برای سنجش این توانمندی نظیر، بیشترین شتابی که به سرنشینان وارد می‌شود، معیار آسیب به سر[2]، تغییر شکل کلی و انرژی که توسط ساختار خودرو جذب می‌شود. برآورده کردن تمامی معیارهایی که برای سنجش قابلیت خودرو در تصادف به‌کار برده می‌شود، امکان‌پذیر نیست زیرا این معیارها عموماً در تضاد با یکدیگر قرار دارند. قابلیت خودرو در تصادف از طریق آزمون‌های عملی یا شبیه‌سازی‌های عددی سنجیده می‌شود.

درحالی‌که نتایج حاصل از آزمون تصادف بسیار ارزشمند هستند ولی هزینه بالای این آزمون‌ها (آزمون برخورد به‌طور متوسط بین 25000 تا 200000 دلار تخمین زده می‌شود [1])، انجام آن‌ها را محدود می‌کند. از این گذشته آزمون‌های عملی به‌شدت وقت‌گیر هستند و نتایج هر آزمون فقط برای یک حالت و سرعت خاص از برخورد قابل استفاده است [4]. برای رفع این نقص و به‌عنوان مکملی برای آزمایش‌های اندازه واقعی، مدل‌هایی از برخورد خودرو توسط محققین ارائه شده است. معمولاً میزان قابلیت این مدل‌ها ابتدا در مقایسه با نتایج آزمون واقعی صحت سنجی می‌شود و سپس از آن‌ها برای پیش‌بینی رفتار خودرو در شرایط دیگر برخورد استفاده می‌شود. مدل‌های ارائه شده در این زمینه از روش‌های گوناگون با سطح پیچیدگی متفاوت بهره برده‌اند. به‌طورکلی می‌توان این مدل‌ها را به چهار گروه مدل جرم توده‌ای، مدل دینامیک چندین عضوی، مدل اجزای محدود و مدل هیبرید تقسیم‌بندی کرد.

تحلیل به روش اجزای محدود امروزه به‌طور گسترده برای تحلیل برخوردها و در مراحل گوناگون طراحی برای کمینه کردن تعداد آزمون‌های عملی لازم به‌کار می‌رود. مدل‌های بزرگ اجزای محدود نیاز به در نظر گرفتن رفتار شدید غیرخطی قطعات اتومبیل که تحت تغییر شکل پلاستیک قرار می‌گیرند، دارند. این مدل‌ها علی‌رغم دقت بالا نیاز به منابع وسیع انسانی و رایانه‌ای دارند و تولید هر مدل آن بسیار وقت‌گیر است. ازاین‌رو مدل‌های در دسترس محققان بسیار محدود بوده و بیشتر فعالیت‌های پژوهشی بر چند مدل خاص که توسط سازمان‌های بین‌المللی در اختیار عموم گرفته محدود می‌شود. ازاین‌رو عمده‌ترین کاربردهای این روش را در کارخانه‌ها در مرحله آخر طراحی می‌توان مشاهده کرد [5-7]. به‌طور خاص روش جرم توده‌ای و فنر به‌عنوان روشی پرکاربرد در تحلیل انرژی و پیش‌بینی رفتار خودرو در سرعت‌های مختلف برخورد پدید آمده است [8].

مدل‌های جرم توده‌ای، ساختار خودرو را با استفاده از جرم‌های صلب که با استفاده از اعضای قابل‌انعطاف (فنر و دمپر) به هم متصل شده‌اند، توصیف می‌کنند. مشخصات این پارامترها از روی آزمون تصادف یا آزمون‌های آزمایشگاهی قطعات و یا روش‌های عددی تعیین می‌شود [9، 10]. این مدل‌ها توانایی و ظرفیت بالایی برای طراحی مفهومی خودرو و پیش‌بینی رفتار ساختار آن به لحاظ دینامیک و جذب انرژی دارند [9]. با این حال مدل‌های جرم توده‌ای به همراه فنر و دمپر می‌توانند پیش‌بینی‌های خوبی از شتاب وارده به سرنشین، خودرو و تغییر شکل خودرو داشته باشند. مدل‌های جرم توده‌ای و فنر بسیاری توسط محققین گزارش شده‌اند که برای مدل کردن برخورد از روبرو با مانع به‌کاررفته‌اند. به‌عنوان مثال المرکبی در یکی از تحقیقات خود مدل ساده تک درجه آزادی را در برآورد تغییر قابلیت خودرو در تصادف در صورت به‌کار بردن جاذب انرژی مضاعف در خودرو به‌کار برد [11]. همین محقق در تحقیقات دیگر خود مدل پیچیده‌تری، حاصل از اتصال چندین مدل ساده به هم را برای شبیه‌سازی برخورد خودرو با خودرو و سنجش اثر جاذب اضافی انرژی به‌کار برد [12، 13]. همچنین مویی و هویبرس مدل دو درجه آزادی برای بررسی اثر تفاوت جرمی در برخوردهای خودرو با خودرو یا برخورد خودرو به مانع متحرک از روبرو ارائه دادند [14]. کمال در سال 1970 مدلی ساده اما بسیار قدرتمند با 3 درجه آزادی برای مدل‌سازی برخورد از جلو ارائه داد که در شکل 1 ارائه شده است [15]. در این مدل جرم قطعات مختلف به همراه خاصیت فنریت آن‌ها در نظر گرفته شده است. سختی هر عضو با استفاده آزمایش‌های ویژه که روی هر عضو انجام می‌شود، تعیین گردیده و در مدل مورد استفاده قرار می‌گیرد. این مدل برای بررسی تأثیر تغییر سختی هر قطعه بر نحوه رفتار ساختار خودرو در تصادف، نیز مورد استفاده قرار گرفته است [15]. همچنین تحقیقات زیادی در زمینه مدل‌های دینامیک چند عضوی انجام شده است.

در مدل‌های دینامیک چندین عضوی، هر عضو خودرو به‌صورت یک جسم صلب در نظر گرفته می‌شود و این اعضا توسط اتصالات مختلفی نظیر لولا، فنر، دمپر و ...، به‌هم متصل می‌شوند. شارم مدلی چندین عضوی از بدنه خودرو ارائه داد و به‌وسیله آن ریسک وارد شدن آسیب به سرنشین در برخورد از روبرو را مطالعه کرد [16]. مدل‌های ارائه شده در زمینه شبیه‌سازی برخورد عموماً دارای درجات آزادی کم است و بسیاری از اعضای خودرو که در برخورد سهیم هستند را به‌صورت یک جرم متمرکز در نظر می‌گیرند که می‌تواند از دقت این مدل‌ها کم کند.



شکل 1 مدل کمال برای برخورد از جلو [1]

1- Crash worthiness
2- Head injury criteria (HIC)

www.SID.ir
Archive of SID

در این مقاله، نخست یک مدل جرم توده‌ای دوازده درجه آزادی از ساختار خودرو برای پیش‌بینی رفتار خودرو در تصادف از جلو ارائه می‌شود. پارامترهای این مدل، شامل سختی و میرایی اجزای مختلف خودرو، توسط الگوریتم ژنتیک به‌گو نه‌ای تعیین می‌شوند که خطای بین نمودار شتاب صندلی حاصل از این مدل با نتایج آزمایشگاهی کمینه شود. نتایج آزمایشگاهی استفاده شده برای تعیین پارامترها مدل، مربوط به خودروی هوندا آکورد مدل 2001 در سرعت 48 کیلومتر در ساعت است، که توسط شرکت هوندا ارائه شده است [17]. سپس، از مدل به‌دست آمده با پارامترهای معلوم برای پیش‌بینی رفتار خودرو در برخورد با دو سرعت 40 و 56 کیلومتر بر ساعت استفاده شده است که مطابقت بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [17] دارد. همچنین مقایسه نتایج ارائه شده در این تحقیق با مدل ارائه شده توسط سایر محققین در این زمینه نشان‌دهنده برتری قابل توجه مدل ارائه‌شده برای پیش‌بینی رفتار برخورد خودرو در سرعت‌های متفاوت است.

در ادامه برای بررسی میزان شتاب وارده بر سر راننده مدل دینامیک چند عضوی از بدن راننده پیشنهاد شده است و سختی قسمت‌های مختلف آن به‌گونه‌ای تعیین شده است که با نتایج آزمایشگاهی تطابق داشته باشد. از مدل پیشنهادی برای پیش‌بینی شتاب سایر قسمت‌های بدن مانند سینه در برخورد از جلو استفاده شده است.

2- شاخصه‌های مهم در برخورد خودرو

در مواردی که برخورد از روبرو رخ می‌دهد، عمده عواملی که بر میزان آسیب وارد آمده به سرنشینان تأثیر می‌گذارد، شدت پالس تصادف، سیستم ایمنی و ویژگی فضای سرنشینان خودرو است. پالس تصادف نمادی از عملکرد خودرو در تصادف است، ازاین‌رو پالس تصادف نقش مهمی در درک و تحلیل رفتار ساختار خودرو در فرایند تصادف دارد [18].

پالس تصادف در حقیقت شتاب کاهشی در یک نقطه مرجع از خودرو در حین فرایند برخورد است. این نقطه مرجع می‌تواند روی مرکز ثقل خودرو، بی‌پیلار، رادیاتور، زیر یا روی موتور و یا سطح مقطع صندلی راننده تعیین شود [19]. روش‌های مختلفی برای پیش‌بینی شدت پالس تصادف به‌عنوان معیاری از خطر وارد آمدن آسیب به سرنشینان خودرو به‌کار رفته است.

همچنین مطالعاتی بر تأثیر شکل پالس تصادف بر پاسخ سرنشینان در تصادف صورت گرفته است [20، 21]. در سال 2010 پاولس از روی مشخصه‌های پالس تصادف واقعی، مدلی برای پیش‌بینی یک‌بعدی تصادف خودرو در سرعت 11 متر بر ثانیه ارائه کرد [22]. تک‌بعدی بودن این مدل و عدم اطلاع از کیفیت پیش‌بینی این مدل در سرعت‌های دیگر از نقاط ضعف مدل ارائه شده توسط ویتولد بود. در تحقیقی دیگر، پاولس به بررسی عمکلرد مدل دو درجه آزادی در سرعت 13 متر بر ثانیه پرداخت که پارامترهای آن توسط هاونگ در منبع [20] ارائه شده بود [23]. در این پژوهش نیز دقت کافی در پیش‌بینی از سرعت مورد نظر مشاهده نمی‌شود همچنین عمکرد سیستم در سرعت‌های دیگر بررسی نشده است. کوییگانگ لو و حمیدرضا کریمی پارامترهای مدل هیبرید بیان‌شده در مرجع پیشین را به‌صورت پارامترهایی کاملاً متغیر با زمان در نظر گرفتند و آن‌ها را به‌گونه‌ای تعیین کردند که خروجی مدل با خروجی آزمون واقعی تطبیق داشته باشد [24]. یک‌بعدی بودن و تغییرات شدید پارامترهای مدل نسبت به زمان جنبه کاربردی این مدل را بسیار کاهش می‌داد. ویژگی‌های پاسخ که برای توصیف پالس تصادف به‌کار می‌روند، ویژگی‌هایی هستند که بیانگر رخداد فیزیکی روی‌داده در فرایند تصادف، مانند (بیشترین) فشردگی دینامیک، تغییر سرعت، زمان فشردگی دینامیک، زمان میانه، فشردگی استاتیک و سرعت جدا شدن، باشد.

بنابراین مدل‌های ارائه شده درصورتی‌که بتوانند پالس تصادف قسمت‌های مختلف خودرو را درست پیش‌بینی کنند از قابلیت بالاتری برخوردار هستند. معمولاً مدل‌های ارائه شده توسط محققین در سرعت برخورد خاصی پالس تصادف را به‌خوبی مدل می‌کند، اما توانایی پیش‌بینی آن در سرعت‌های برخورد دیگر را ندارد. در این مقاله مدلی ارائه می‌شود که قدرت پیش‌بینی پالس تصادف در سرعت‌های متفاوت را دارد.

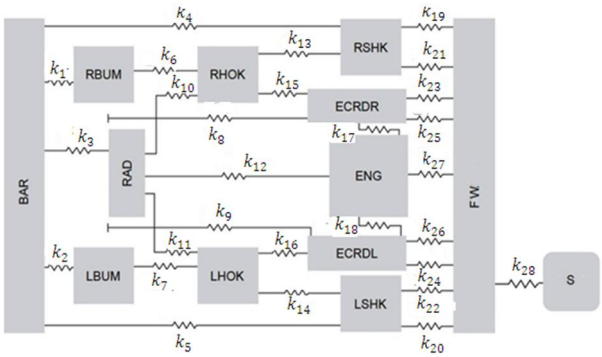
3- ارائه مدل جرم توده‌ای برای برخورد از جلو

در این بخش مدل جرم توده‌ای که بتواند رفتار خودرو را در سرعت‌های مختلف تصادف پیش‌بینی کند ارائه می‌شود. مدل ارائه‌شده در این مقاله در شکل 2 مشاهده می‌شود. این مدل بسیار شبیه به مدل ارائه‌شده در مرجع [1] است، با این تفاوت که یک درجه آزادی به آن اضافه شده است تا بتواند پالس تصادف صندلی راننده را بهتر پیش‌بینی کند. مدل ارائه شده در شکل 2 دارای 12 درجه آزادی است که هر کدام از درجات آزادی آن مربوط به یکی از اعضای خودرو است. این اعضا در جدول 1 به‌صورت کامل معرفی شده‌اند.

برای استخراج معادلات حاکم بر مدل، از قوانین نیوتن استفاده می‌شود. به دلیل سادگی، تنها به‌عنوان نمونه روابط مربوط به دیواره آتش و صندلی در روابط (1) و (2) نشان داده شده است.

جدول 1 معرفی پارامترهای مختلف مورداستفاده در شکل 2

توضیح	عنوان اختصاری در شکل 2
مانع که خودرو با آن برخورد می‌کند	BAR
قسمت چپ سپر جلوی خودرو	LBUMP
قسمت راست سپر جلوی خودرو	RBUMP
رادیاتور	RAD
پایه چپ رادیاتور قسمت جانبی بدنه از سپر تا برجک شوک	LHOK
پایه راست رادیاتور قسمت جانبی بدنه از سپر تا برجک شوک	RHOK
مجموع برجک شوک، شات‌گان و جاذب شوک (سمت چپ)	LSHK
مجموع برجک شوک، شات‌گان و جاذب شوک (سمت چپ)	RSHK
گهواره موتور (سمت چپ)	ECRDL
گهواره موتور (سمت راست)	ECRDR
موتور	ENG
دیواره آتش که جرم آن مجموع جرم خود آن و جرم مؤثر خودرو در پشت آن است.	FW
معرف صندلی و راننده و شتاب آن همان پالس تصادف است.	S



شکل 2 مدل مورداستفاده برای پیش‌بینی پالس تصادف

www.SID.ir
Archive of SID

$$\ddot{x}_{FW} = [k_{28}(x_s - x_{FW}) + c_{28}(\dot{x}_s - \dot{x}_{FW}) - k_{19}(x_{FW} - x_{RSHK}) - c_{19}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{RSHK}) - k_{21}(x_{FW} - x_{RSHK}) - c_{21}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{RSHK}) - k_{23}(x_{FW} - x_{ECRDR}) - c_{23}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{ECRDR}) - k_{25}(x_{FW} - x_{ECRDR}) - c_{25}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{ECRDR}) - k_{27}(x_{FW} - x_{ENG}) - c_{27}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{ENG}) - k_{26}(x_{FW} - x_{ECRDL}) - c_{26}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{ECRDL}) - k_{24}(x_{FW} - x_{ECRDL}) - c_{24}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{ECRDL}) - k_{22}(x_{FW} - x_{LSHK}) - c_{22}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{LSHK}) - k_{20}(x_{FW} - x_{LSHK}) - c_{20}(\dot{x}_{FW} - \dot{x}_{LSHK})]/m_{FW} \quad (1)$$

$$\ddot{x}_s = [-k_{28}(x_s - x_{FW}) - c_{28}(\dot{x}_{seat} - \dot{x}_{FW})]/m_s \quad (2)$$

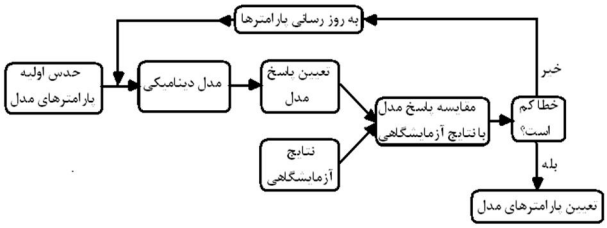
مدل ارائه‌شده در شکل 2 دارای 32 پارامتر مجهول است که باید تعیین شوند. لازم به یاد است که برای تعیین این پارامترها، ورودی مدل به‌صورت نیروی حاصل از برخورد واقعی در سرعت 48 کیلومتر بر ساعت که توسط شرکت هوندا ارائه شده است، در نظر گرفته می‌شود [17]. این نیرو متغیر با زمان به مانع[1] وارد می‌شود. از الگوریتم ارائه شده در شکل 3 برای تعیین پارامترهای مدل استفاده می‌شود. در این الگوریتم ابتدا توسط الگوریتم ژنتیک پارامترهای تصادفی تولید می‌شود. با حل معادلات دینامیکی مدل، نمودار پاسخ زمانی شتاب صندلی محاسبه می‌شود. خطای بین این پاسخ با نتایج حاصل از آزمون برخورد واقعی به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفته می‌شود. اگر این خطا از مقدار قابل قبولی کمتر باشد، پارامترهای بهینه به دست می‌آیند. در غیر این صورت با استفاده از عملگرهای ژنتیکی پارامترهای مدل به‌روزرسانی می‌شود و این چرخه تا حصول خطای قابل‌قبول ادامه می‌یابد.

مقادیر 32 پارامتر حاصل از بهینه‌سازی در جدول 2 مشاهده می‌شود. لازم به یاد است این مقادیر به‌گونه‌ای به‌دست آمده‌اند که خطای ناشی از نمودار شتاب صندلی برای مدل شکل 2 و نتایج آزمون واقعی کمینه شود. شبیه‌سازی برای 0/2 ثانیه انجام شده است.

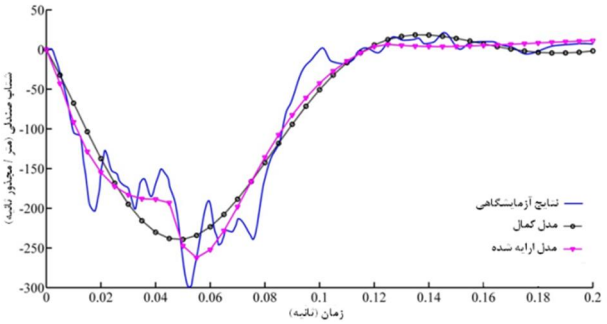
جدول 2 پارامترهای بهینه به‌دست آمده برای مدل ارائه‌شده در شکل 2

ردیف	پارامتر	مقدار N.s/m	ردیف	پارامتر	مقدار N/m
1	c_1=c_2	14744/9	17	k_1=k_2	232/9
2	c_3	15001/4	18	k_3	3778/2
3	c_4=c_5	39749/1	19	k_4=k_5	4719/6
4	c_6=c_7	11699/0	20	k_6=k_7	1/0
5	c_8=c_9	57939/5	21	k_8=k_9	43576/0
6	c_{10}=c_{11}	10637/4	22	k_{10}=k_{11}	1/1
7	c_{12}	0/1	23	k_{12}	1976/1
8	c_{13}=c_{14}	36447/9	24	k_{13}=k_{14}	6977/7
9	c_{15}=c_{16}	3944/9	25	k_{15}=k_{16}	24032/1
10	c_{17}=c_{18}	34258/9	26	k_{17}=k_{18}	5839/5
11	c_{19}=c_{20}	4945/2	27	k_{19}=k_{20}	54156/3
12	c_{21}=c_{22}	4414/3	28	k_{21}=k_{22}	54234/1
13	c_{23}=c_{24}	32690/0	29	k_{23}=k_{24}	14357/1
14	c_{25}=c_{26}	32769/3	30	k_{25}=k_{26}	6512/5
15	c_{27}	0/1	31	k_{27}	5596/6
16	c_{28}	4000/5	32	k_{28}	57520/8

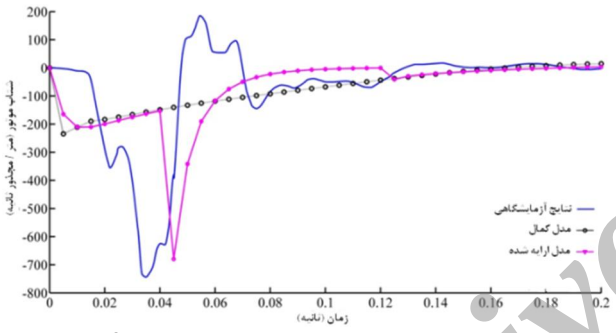
1- Barrier



شکل 3 الگوریتم نحوه تعیین پارامترهای مدل



شکل 4 مقایسه شتاب صندلی دو مدل با نتیجه آزمایش در سرعت 48 کیلومتر بر ساعت [17]



شکل 5 مقایسه شتاب موتور دو مدل با نتیجه آزمایش در سرعت 48 کیلومتر بر ساعت [17]

با توجه به پارامترهای به‌دست‌آمده، شتاب صندلی راننده در شکل 4 در مقایسه با نتایج آزمون واقعی ارائه شده است. کامل مشخص است که شتاب صندلی برای مدل تطابق بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [17] دارد. همچنین در این شکل نمودار شتاب صندلی برای مدل ارائه‌شده توسط کمال[1] نیز ارائه شده است. مشخص است که باوجود سادگی مدل کمال، این مدل نیز تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [17] دارد. هرچند که مدل ارائه‌شده در این تحقیق تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی دارد. برای مقایسه بیشتر دو مدل، نمودار شتاب موتور نیز برای دو مدل در شکل 5 در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی این مرجع ارائه شده است. کاملاً مشخص است که مدل ارائه‌شده در این تحقیق توانسته است نقطه اکسترمم شتاب وارده بر موتور را با تقریب خوبی پیش‌بینی کند درحالی‌که مدل ارائه‌شده توسط کمال توانایی پیش‌بینی آن را ندارد. مدل کمال شتاب موتور را تقریباً به‌صورت ثابت پیش‌بینی کرده است و نقطه اکسترمم این منحنی را پیش‌بینی نمی‌کند.

بنابراین مدل ارائه‌شده در این تحقیق به دلیل پیچیدگی بیشتر و داشتن درجات آزادی بیشتر می‌تواند رفتار قسمت‌های مختلف خودرو در تصادف را پیش‌بینی کند. لازم به یاد است باوجود این‌که برای شناسایی پارامترهای مدل فقط نمودار شتاب صندلی در نظر بوده است، اما مدل رفتار سایر قسمت‌ها (مانند موتور) را نیز به‌خوبی پیش‌بینی می‌کند. در قسمت بعدی

Archive of SID

www.SID.ir

توانایی مدل به‌دست‌آمده در پیش‌بینی رفتار خودرو در سرعت‌های برخورد دیگر نیز بررسی می‌شود. در قسمت پسین پارامترهای مدل تغییر نمی‌کند و فقط سرعت برخورد (ورودی مدل) تغییر می‌کند.

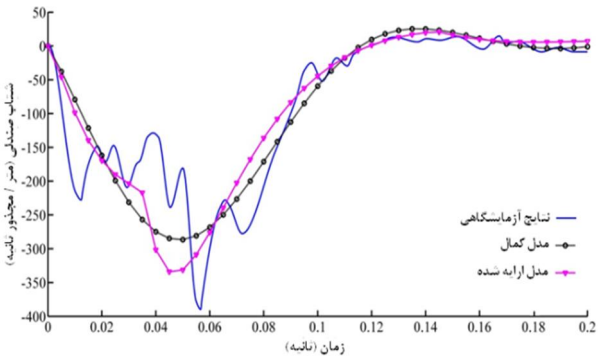
4- پیش‌بینی رفتار خودرو در سرعت‌های برخورد مختلف

همان‌طور که در قسمت پیشین نشان داده شد، مدل ارائه‌شده توانایی بسیار خوبی برای پیش‌بینی رفتار قسمت‌های مختلف خودرو در سرعت 48 کیلومتر بر ساعت دارد. از این مدل برای پیش‌بینی رفتار خودرو در سرعت‌های 40 و 56 کیلومتر بر ساعت استفاده می‌شود. تأکید می‌شود که پارامترهای مدل همان پارامترهای ارائه‌شده در جدول 2 است.

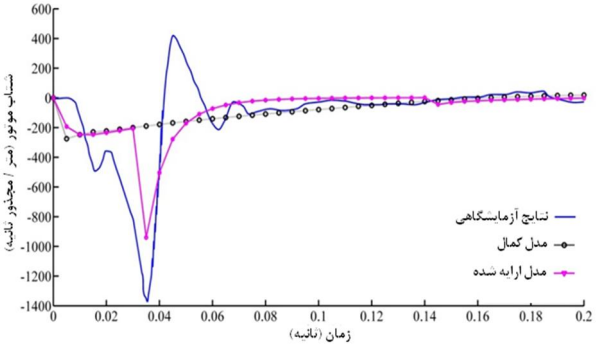
در شکل 6 نمودار شتاب صندلی برای سرعت 56 کیلومتر بر ساعت مشاهده می‌شود. کاملاً مشخص است که هر دو مدل (مدل ارائه‌شده و مدل کمال) شتاب صندلی در این سرعت را به‌صورت قابل قبولی پیش‌بینی می‌کنند. هرچند مدل ارائه‌شده در این تحقیق نمودار آزمایشگاهی مرجع [17] را با خطای کمتری دنبال می‌کند.

در شکل 7 نیز شتاب موتور برای سرعت برخورد 56 کیلومتر بر ساعت مشاهده می‌شود. همچنین از این شکل کاملاً مشخص است که مدل ارائه‌شده در این تحقیق از توانایی بسیار بالاتری نسبت به مدل کمال در پیش‌بینی ماکزیمم شتاب کاهشی موتور دارد. در جدول 3 خطای حاصل از نتایج شبیه‌سازی و نتایج آزمایشگاهی مرجع [17] برای هر دو مدل ارائه شده است. روشن است که خطای مدل ارائه‌شده در پیش‌بینی نقاط اکسترمم به‌خصوص برای شتاب موتور بسیار کمتر است.

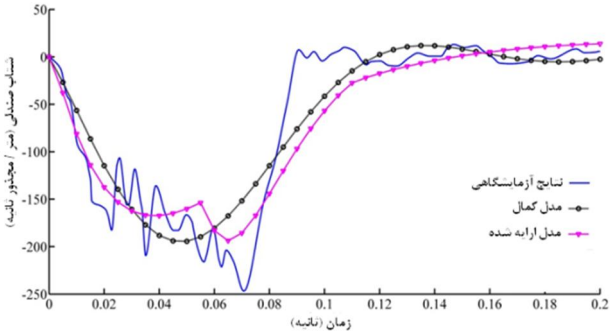
در شکل‌های 8 و 9 نیز به‌ترتیب نمودار شتاب صندلی و شتاب موتور در سرعت 40 کیلومتر بر ساعت ارائه شده است که رفتاری مشابه با حالت‌های پیشین دارد.



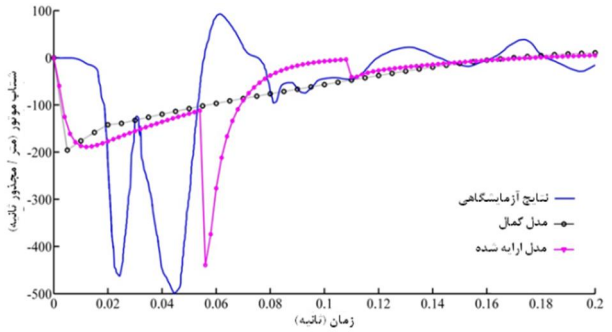
شکل 6 مقایسه شتاب صندلی دو مدل با نتیجه آزمایش در سرعت 56 کیلومتر بر ساعت [17]



شکل 7 مقایسه شتاب موتور دو مدل با نتیجه آزمایش در سرعت 56 کیلومتر بر ساعت [17]



شکل 8 مقایسه شتاب صندلی دو مدل با نتیجه آزمایش در سرعت 40 کیلومتر بر ساعت [17]



شکل 9 مقایسه شتاب موتور دو مدل با نتیجه آزمایش در سرعت 40 کیلومتر بر ساعت [17]

جدول 3 مقایسه خطای دو مدل با نتایج آزمون ارائه‌شده در [17] برای سرعت‌های مختلف

سرعت برخورد (کیلومتر بر ساعت)	نوع مدل	بیشینه شتاب صندلی	خطا (%)	بیشینه شتاب موتور	خطا (%)
40	ارائه‌شده	193/7	21/5	468/1	6/2
	کمال	194/8	21/0	200/4	59/8
	آزمون	246/7	—	499/1	—
48	ارائه‌شده	262/4	12/3	685/4	7/8
	کمال	239/6	19/9	240/0	67/7
	آزمون	299/4	—	743/8	—
56	ارائه‌شده	319/0	18/0	989/1	27/9
	کمال	286/8	26/4	6/281	79/5
	آزمون	389/9	—	5/14	—

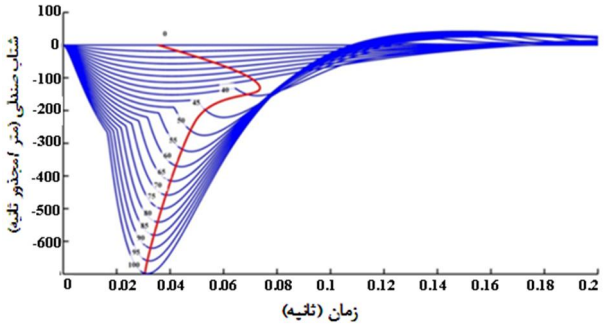
با توجه به قدرت پیش‌بینی رفتار خودرو در سرعت‌های برخورد متفاوت توسط مدل ارائه‌شده، از این مدل برای پیش‌بینی ماکزیمم شتاب وارده بر صندلی از سرعت 0 تا 100 کیلومتر بر ساعت استفاده می‌شود. در شکل 10 نمودار زمانی شتاب صندلی در این بازه سرعتی مشاهده می‌شود. که مقادیر بیشینه این شتاب‌ها با منحنی قرمز رنگ مشاهده می‌شود. این مقادیر همچنین در شکل 11 نیز داده شده‌اند. واضح است که با افزایش سرعت برخورد مقدار ماکزیمم شتاب وارده به صندلی نیز افزایش می‌یابد. همان‌طور که از شکل 11 مشخص است، میزان این افزایش از سرعت حدود 40 کیلومتر بر ساعت با نرخ سریع‌تری همراه است.

5- ارائه مدل سرنشین برای پیش‌بینی آسیب به سر

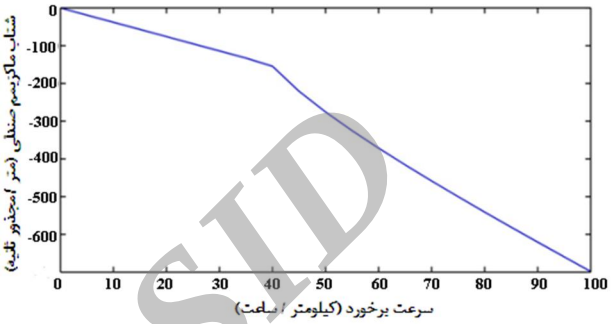
در تصادفات یکی از فاکتورهای بسیار مهم میزان شتابی است که به سر سرنشین وارد می‌شود.

Archive of SID

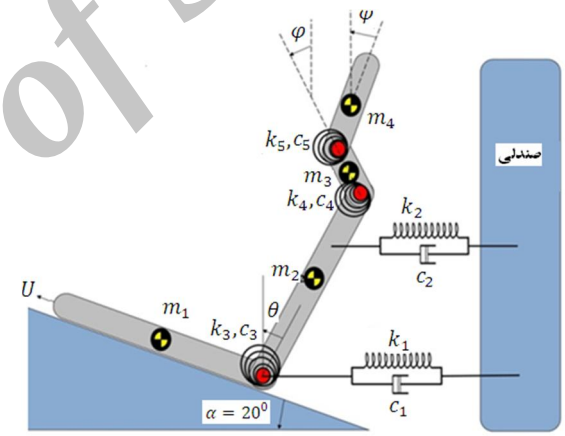
www.SID.ir



شکل 10 پیش‌بینی مدل از شتاب خودرو در سرعت‌های بین 0 تا 100 کیلومتر در ساعت



شکل 11 پیش‌بینی بیشترین شتاب صندلی در سرعت‌های مختلف



شکل 12 مدل در نظر گرفته‌شده برای سرنشین

جدول 4 مقادیر پارمترهای مدل ارائه‌شده در شکل 12

پارامتر	مقدار	واحد
K_1	139678/7	(N/m)
C_1	544/16	(N.s/m)
K_2	4020	(N/m)
C_2	1384/95	(N.s/m)
K_{12}	20	(N/m)
C_{12}	20	(N.s/m)
K_{23}	0/49	(N/m)
C_{23}	7168/63	(N.s/m)
K_{34}	165/75	(N/m)
C_{34}	25	(N.s/m)

بنابراین ارائه مدلی که بتواند میزان این شتاب را محاسبه کنید از اهمیت قابل توجهی برخوردار است.

مدل‌های جایگزین بدن انسان در تصادفات از تنوع بسیاری برخوردار است. سطح پیچیدگی این مدل‌ها بسیار متفاوت است. ساده‌ترین این مدل‌ها یک جرم متصل به جاذب انرژی است، مانند چیزی که در کارهای المرکابی جایگزین بدن انسان شد و در آن بدن انسان به‌صورت یک جرم توده‌ای در نظر گرفته شد که با یک فنر و دمپر که معرف سیستم ایمنی خودرو بود به بدنه خودرو متصل شده است [11]. مدل دیگر که برای بدن انسان ارائه‌شده که از جرم توده‌ای و فنر بهره برده است مدل ارائه‌شده توسط لبدل در سال 1973 است [25]. از مدل‌های دینامیک چندین عضوی که برای بدن انسان ارائه شد می‌توان به مدل مک هنری اشاره کرد [26]. همچنین مدل‌های المان محدود برای بدن انسان توسط شوگار برای جمجمه و مغز ارائه شده است [27]. از انواع مدل‌های دیگر می‌توان به مدل‌های هیبرید اشاره کرد که ترکیبی از دو نوع مدل است مانند مدلی که بروجیس ارائه داد و ترکیبی از دینامیک چند عضوی و اجزای محدود بود [28].

مدل ارائه‌شده برای بدن انسان در این مقاله در شکل 12 مشاهده می‌شود [29]. این سیستم چنان‌که در شکل نشان داده شده است شامل چهار جرم است. جرم m_1 متعلق به ناحیه لگن به همراه دو پا، جرم m_2 متعلق به بخش میانی بدن یا به عبارتی سینه و شکم است. جرم‌های m_3 و m_4 به‌ترتیب متعلق به گردن و سر است. هر قسمت توسط یک فنر و دمپر به اعضای دیگر متصل شده است. k_1 و c_1 به‌ترتیب معرف ضریب فنریت و اتلاف انرژی کمربند ایمنی ناحیه لگن و k_2 و c_2 معرف ضریب فنریت و اتلاف انرژی کمربند ایمنی ناحیه سینه است. زاویه صندلی با افق 20 درجه در نظر گرفته شده است [29]. در این مدل از اثر اصطکاکی میان سرنشین و صندلی صرف‌نظر شده، اثر کمربند تنها در راستای افق در نظر گرفته شده است. برای استخراج معادلات حاکم بر حرکت مدل چندین عضوی از معادلات لاگرانژ استفاده شده است.

برای به‌دست‌آمده مجهولات از الگوریتم ارائه‌شده در شکل 3 استفاده شده است. ورودی این مدل، شتاب صندلی محاسبه‌شده در قسمت پیشین از روی مدل خودرو در سرعت 48 کیلومتر بر ساعت است. ثابت‌های به‌دست‌آمده برای مدل در جدول 4 ارائه شده است.

در شکل 13 مقایسه‌ای بین شتاب طولی وارده به سر و نتایج آزمایشگاهی مشاهده می‌شود. همان‌طور که از این شکل مشاهده می‌شود مدل مورد بررسی توانسته است به‌خوبی نتایج آزمایشگاهی را دنبال کند. همچنین در شکل 14 مقایسه‌ای بین نتایج آزمایشگاهی و شتاب عمودی وارد بر سر مشاهده می‌شود. همان‌طور که از این دو شکل مشخص است مدل ارائه‌شده به‌خوبی و با خطای قابل قبولی نسبت به نتایج آزمایشگاهی رفتار سر در تصادف را مدل می‌کند.

همچنین برای این‌که قابلیت مدل در پیش‌بینی رفتار سایر قسمت‌ها بررسی شود، در شکل 15 مقایسه‌ای بین شتاب وارده بر سینه که از مدل به‌دست‌آمده است و نتایج آزمایشگاهی ارائه شده است که تطابق خوبی بین نتایج وجود دارد.

یکی از پارامترهای مهم مورد بررسی در تصادف، نیروی وارده از طرف کمربند ایمنی به سینه است که معیاری برای سنجش مقدار فشردگی قفسه سینه است. برای محاسبه نیروی وارد از طرف کمربند ایمنی به سینه آدمک از رابطه (3) استفاده شده است.

$$F_{\text{seat Belt}} = K_2(x_{\text{chest}} - x_{\text{seat}}) + C_2(\dot{x}_{\text{chest}} - \dot{x}_{\text{seat}}) \quad (3)$$

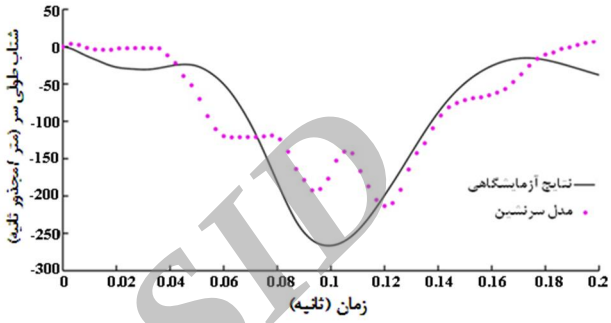
در شکل 16 مقایسه بین نیروی واردشده به سینه در مدل و آزمایش واقعی مشاهده می‌شود که تطابق بسیار خوبی دارند. برای هر دو نمودار ماکزیمم نیروی وارده حدود 7 کیلو نیوتن است.

شایان یاد است که مقادیر پارامترهای سیستم که در جداول 2 و 4 ارائه

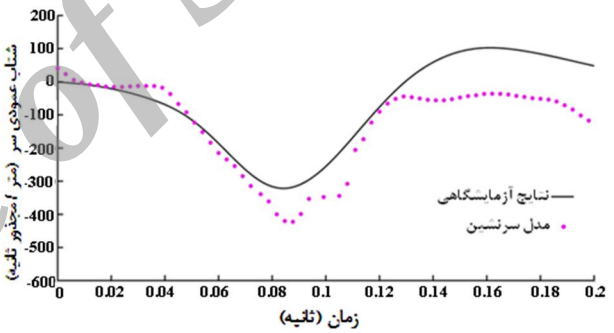
Archive of SID

www.SID.ir

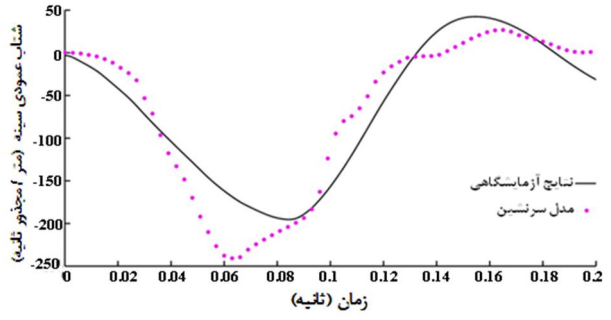
شده است به‌گونه‌ای به‌دست‌آمده است که خطای بین خروجی مدل و نتایج آزمایشگاهی کمینه شود و لزوماً به معنای سختی و میرایی دقیق آن عضو نیست. باید توجه کرد که هدف از مدل‌های ارتعاشی جرم توده‌ای خودرو که برای شبیه‌سازی تصادف ارائه می‌شوند، پیش‌بینی رفتار خودرو در سرعت‌های متفاوت برخورد است و از این مدل‌ها برای طراحی قسمت‌های مختلف خودرو استفاده نمی‌شود [1،11-14]. پارامترهای این مدل معمولاً با استفاده از نتایج آزمایشگاهی در یک سرعت برخورد تعیین می‌شوند، سپس از مدل به‌دست‌آمده با پارامترهای معلوم برای پیش‌بینی رفتار خودرو در برخورد با سرعت‌های دیگر استفاده می‌شود.



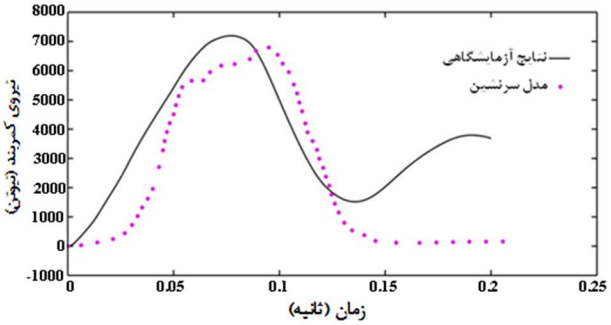
شکل 13 مقایسه شتاب طولی سر با نتایج آزمون واقعی تصادف



شکل 14 مقایسه شتاب عمودی سر با نتایج آزمون واقعی تصادف



شکل 15 مقایسه شتاب سینه با نتایج آزمون واقعی تصادف



شکل 16 مقایسه نیروی وارد به سینه در مدل چندین عضوی و نتایج آزمایشگاهی

یاد این نکته ضروری است که تمام قطعات خودرو در تصادف رفتاری کاملاً غیرخطی دارند و نمی‌توان از مدل‌هایی با فنرهای خطی برای طراحی این قطعات استفاده کرد. توانایی اصلی این مدل‌ها در تعیین شتاب وارده به صندلی و قسمت‌های مختلف خودرو در تصادف است. تأکید می‌شود در مدل معروف که توسط کمال [1] ارائه شده نیز فنرها و دمپرها خطی در نظر گرفته شده است و مقادیر پارامترها به‌گونه‌ای تعیین می‌شوند که بتواند رفتار خودرو در برخورد را پیش‌بینی کند.

6- نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک مدل ترکیبی از خودرو و سرنشین برای پیش‌بینی رفتار سرنشین در تصادف از جلو ارائه شد. ابتدا یک مدل جرم توده‌ای دوازده درجه آزادی از ساختار خودرو برای پیش‌بینی رفتار خودرو در تصادف از جلو ارائه شد. سپس پارامترهای این مدل، توسط الگوریتم ژنتیک برای انطباق با نتایج آزمایشگاهی مربوط به خودروی هوندا آکورد مدل 2001 در سرعت 48 کیلومتر در ساعت به‌دست‌آمدند. از مدل به‌دست‌آمده با پارامترهای معلوم برای پیش‌بینی رفتار خودرو در برخورد با دو سرعت 40 و 56 کیلومتر بر ساعت استفاده شد و نشان داده شد که در این سرعت‌ها نیز مدل ارائه‌شده رفتار اعضای مختلف خودرو را به‌خوبی پیش‌بینی می‌کند. سپس با استفاده از یک مدل دینامیک چند عضوی که برای بدن سرنشین در نظر گرفته شد، شتاب قسمت‌های مختلف بدن به‌دست آمد. مدل ارائه‌شده به‌خوبی توانست شتاب سر و سینه سرنشین و نیروی کمربند ایمنی را پیش‌بینی کند.

7- منابع

[1] P. Bois, C. Clifford, B. Chou, B. Khalil, A. King, F. Hikmat, *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection,* Automotive Applications Committee American Iron and Steel Institute Southfield, Michigan, (2004).

[2] J.L. Traets, *The effect of adaptive car structures on the crash behavior in different crash scenarios,* Rapport: MT 05.47, MSc. Thesis, Eindhoven University of Technology-Department of Mechanical Engineering Vehicle Safety, Eindhoven, (2005).

[3] A. Gavelin, *Seat integrated safety belts, a parametric study using finite element simulations,* a Licentiate Thesis in Mechanical Engineering, Luleå University of Technology, Sweden, (2006).

[4] *Engineering, Manufacturing and Motorsports FMVSS Test Summary and Estimated Costs,* Automotive technology group, (2009).

[5] K. Hamza, K. Saiou, Design Optimization of Vehicle Structures for Crashworthiness using equivalent mechanism approximations, *Journal of Mechanical Design, ASME,* Vol.127, pp 485-492, (2005).

[6] X. Liao, Q. Li, X. Yang, W. Zhang, W. Li,Multiobjective optimization for crash safety design of vehicles using stepwise regression model, *Journal of Structural Multidisciplinary Optimization,* Vol. 35, No. 6, pp 561–569, (2008).

[7] H. K. Ibrahim, *Design optimization of vehicle structures for crashworthiness improvement,* PhD dissertation, Concordia University, Canada, (2009).

[8] L. B. Ibsen, M. Liingaard, *Lumped-parameter models" Aalborg University Department of Civil Engineering,* DCE Technical Report No. 11, (2006).

[9] *EEVC WG 19 Primary Secondary Safety Interaction,* European enhanced Vehicle Committee final report (2006).

[10] M. Burke, *Forensic Medical Investigation of Motor Vehicle Incidents,* CRC Press, ISBN 0-8493-7859-1, USA, (2007).

[11] A. Elmarakbi, J. Zu, Incremental harmonic balance method for analysis of standard/smart vehicle-to-rigid-barrier frontal collision, *International journal of Vehicle Safety,* Vol. 2, No. 3, pp 288–315, (2007).

[12] A. Elmarakbi, J. Zu, Mathematical modeling of a vehicle crash with emphasis on the dynamic response analysis of extendable cubic nonlinear dampers using the incremental harmonic balance method, *Proceedings of IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering,* Vol. 221, No.1,pp 143-156, (2007).

[13] A. Elmarakbi, J. Zu, Crash analysis and modeling of two vehicles in frontal collisions using two types of smart front-end structures: an analytical approach using IHBM, *International Journal of Crashworthiness,* Vol. 11, Issue 5 pp 467–483, (2006).

Archive of SID

www.SID.ir

[14] H.G.Mooi and J.H.A.M. Huibers, Simple and effective lumped mass models for determining kinetics and dynamics of car-to-car crashes., *International Journal of crashworthiness,* Vol. 5, Issue 1, pp. 7–24, (2000).

[15] M. Balike, *Enhancement of crashworthiness in car-truck collisions using damped under-ride guard and composite crush elements,* PhD dissertation, Concordia University, (1998).

[16] R. Schram, F. J. W. Leneman, C. van der Zweep, J. Wismans, W. J. Witteman, Assessment criteria for assessing energy absorbing front under-run protection on Trucks, *International Journal of Crashworthiness,* Vol. 11, Issue 6, pp 597- 604, (2006).

[17] *2001 Honda accord 4-door sedan* NHTSA, Transportation Research Center Inc. Test Number: 011015, (2001).

[18] M. Huang, M. Lawson, G. Powell, J. Walker, Characterization of Vehicle Deceleration Time Histories in the Analysis of Impact Dynamics, SAE 770013, *SAE International Automotive Engineering Congress and Exposition,* February 28 March 4, Detroit, Michigan, (1997).

[19] B. Seo, S. Han, W. Kim, S. Kim, *Performance Analysis Methodology Based on Crash Pulse Severity and Vehicle Occupant Packaging for Full Frontal Crash Event* , NHTSA, Hyundai Motor Co. & KIA Motors Corp Korea, Paper No. 09-0173, (2009).

[20] M. Huang, *Vehicle Crash Mechanic,* CRC PRESS, Chapter 1, pp 10-53 (2002).

[21] A. Linder, M. Avery, *Change of Velocity and Pulse Characteristics in Rear Impacts: Real World and Vehicle Tests Data,* The Motor Insurance Repair Research Centre Thatcham, United Kingdom, NHTSA, Paper No. 285, (2003).

[22] W. Pawlus, J. Nielsen, H. Karimi, G. Robbersmyr, Mathematical Modeling and Analysis of a Vehicle Crash *4th European Computing Conference,* (2010).

[23] W. Pawlus, H. Karimi, K. Robbersmyr, A. Fanghol, The performance investigation of viscoelastic hybrid models in vehicle crash event representation, *18th IFAC World Congress Milano* (Italy) August 28- September 2, (2011).

[24] Q. Lu, H. Karimi, K. Robbersmyr, "A Data-Based Approach for Modeling and Analysis of Vehicle Collision by LPV-ARMAX Models", Hindawi Publishing Corporation, *Journal of Applied Mathematics,* Article NO. 452391, pp 1-9, (2013)

[25] Lobdell T.E., Impact response of the human thorax, *Measurement and simulation,* pp 201-245, Plenum Press, New York, 1973.

[26] Mc Hennry, EU compatibility project, European Commission, Brussel, Final report for publication, 2000.

[27] Shugar, T.A., A finite element head injury model, Final report Vol 1 Contract DOT HS 289-3-550-IA, NHTSA, Washington DC, July 1977.

[28] Bruijs, W.E.M., *Subcycling in Transient Finite Element Analysis*. MSc Thesis, Department of Mechanical Engineering, Eindhoven University of Technology, Eindhoven, Netherlands.

[29] B. Torandaz, *Determining the optimal parameters for the vibrational model of car in crash using genetic algorithm,* PhD thesis, unversity of Guilan, 2014, in persian.

Archive of SID

www.SID.ir