



تحليل شبه استاتيكي و ديناميكي
سرشاسي خودرو

**A Semi-Static and
Dynamic Analysis of Auto
Chassis**

سجاد شكيبا

چکیده

در بسیاری از سازه های مهندسی و همچنین سازه های متحرک که تحت تاثیر بار دینامیکی قرار دارند برای جلوگیری از خسارت و یا به حداقل رساندن آن از سیستم های جذب انرژی استفاده می کنند. با توجه به تصادفات زیاد خودروها به خصوص تصادف از ناحیه جلو سالیانه هزاران نفر جان خود را از دست می دهند، در این مورد طراحان خودرو جهت به حداقل رساندن خسارت ها از شاسی هایی که قابلیت جذب انرژی بیشتر را دارند در خودرو ها استفاده می کنند به گونه ای که انرژی حاصل از تصادف با مچالگی قسمت جلوی شاسی کم می شود و سرنشینان خودرو دچار خسارت کمتری می شوند.

در این کتاب از تیوب مربع ای با گوشه های گرد به عنوان جاذب انرژی در شاسی خودرو سواری استفاده شده که در حالت شبه استاتیکی و دینامیکی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین جهت جذب انرژی بیشتر از یک دمپر ویسکوز استفاده شده است، این دمپر دارای یک پیستون مرکزی می باشد که بین یک محفظه پر شده از سیال حرکت می کند. وقتی که پیستون مرکزی بین یک محفظه پر شده از سیال حرکت می کند، سیال را از بین روزنه هایی در اطراف و بین سر پیستون فشار می دهد. سرعت سیال در این ناحیه خیلی زیاد است، بنابراین انرژی فشار بالا دستی تقریباً تبدیل به انرژی جنبشی می گردد. وقتی که سیال بعداً به حجم کامل منبسط گردد، در طرف دیگر سر پیستون این فشار تدریجاً کم شده و انرژی جنبشی خود را با آشفته شدن استهلاک می کند. با وجود نرخ انرژی های تلف شده بر اثر خمش حول مفصل های افقی و مورب و نیز نرخ انرژی تلف شده بر اثر تغییر شکل های انبساطی در تیوب مربع ای و همچنین با اضافه نمودن دمپر ویسکوز مجموع انرژی جذب شده بیشتر می شود.

نتایج بدست آمده با حالت آزمایشگاهی، تحلیلی و نرم افزاری (نرم افزار آباکوس) مقایسه شده که نشان می دهد با اضافه نمودن دمپر ویسکوز مقدار میانگین و ماکسیمم نیروی تصادف کاهش پیدا می کند. نمودار نیرو به جابجایی در حالت های مختلف مقایسه شده است. طبق نتایج بدست آمده با وجود دمپر ویسکوز در قسمت انتهای سرشاسی خودرو در تصادف از رو به رو مقدار انرژی جذب شده نسبت به حالت بدون دمپر بیشتر می باشد و با وجود کاهش انرژی، مقدار میانگین نیرو تصادف نیز کم می شود که این موجب بهبود عملکرد شاسی در تصادف از رو به رو می باشد.

واژه های کلیدی: مچالگی، شاسی خودرو، تیوب مربع ای، دمپر ویسکوز، نرم افزار آباکوس، جاذب انرژی

فهرست مطالب

صفحه

عنوان

فصل اول:مقدمه

مقدمه

۲	۱-۱-هدف
۳	۲-۱-تست تصادف
۳	۱-۲-۱-آزمایش تصادف از روبرو
۴	۱-۲-۲-آزمایش تصادف از اطراف
۵	۴-۱-تخمین آسیب های وارده به سرنشینان و رتبه بندی خودروها
۵	۱-۴-۱-در تصادف از روبرو
۵	۵-۱-تست تصادف در آمریکا
۶	۶-۱-نقش اجزای قسمت جلوی خودرو در جذب انرژی
۷	۱-۶-۱-دمپر
۹	۷-۱-نتیجه گیری

فصل دوم:مروری بر منابع

۱۱	۱-۲-هدف
۱۱	۲-۲-تعریف یا تاریخچه موضوع
۲۲	۲-۳-نواقص کار های گذشته وبهبود آنها
۲۲	۲-۴-اهداف پژوهشی
۲۳	۲-۵-فرضیات
۲۳	۲-۶-نتیجه گیری

فصل سوم:روش تحقیق

۲۵	۳-۱-هدف
۲۵	۳-۲-بعضی از تست های ضربه در آزمایشگاه
۲۵	۳-۲-۱-تست ضربه تفنگ گازی

- ۲۶ تست ضربه وزنه سقوطی ۳-۲-۲
- ۲۷ تست ضربه پاندولی ۳-۲-۳
- ۲۷ علت انتخاب روش تحقیق ۳-۳
- ۲۸ تشریح کامل روش تحقیق ۳-۳-۱
- ۲۹ جنس مصالح ۳-۴
- ۳۰ ابعاد ۳-۵
- ۳۱ تعریف معادله حاکم و شرایط مرزی مسئله ۳-۶
- ۳۲ فرمول ها ۳-۷

فصل چهارم: نتایج و تفسیر آنها

- ۳۵ هدف ۴-۱
- ۳۵ تحلیل شبه استاتیکی ۴-۲
- ۳۹ شبیه سازی و تحلیل ضربه در حالت برخورد با سرعت ۵ متر بر ثانیه ۴-۳
- ۴-۴ شبیه سازی و تحلیل برخورد با سرعت ۵ متر بر ثانیه و در نظر گرفتن دمپر در انتهای تکیه گاه ۴۳
- ۴۸ میزان انرژی جذب شده ۴-۵

فصل پنجم: جمع بندی و پیشنهادها

- ۵۱ هدف ۵-۱
- ۵۱ جمع بندی ۵-۲
- ۵۲ نوآوری ۵-۳
- ۵۲ پیشنهادها ۵-۴
- ۵۳ فهرست منابع ۵-۵

فهرست جدول‌ها

صفحه

عنوان

جدول (۳-۱) ابعاد قوطی شاسی ۳۰

فهرست شکل ها و نمودارها

عنوان	صفحه
شکل (۱-۱) نیسان پولسار پس از برخورد روبرو	۴
شکل (۱-۲) نیسان پولسار پس از برخورد جانبی	۴
شکل (۱-۳) شماتیک دمپر ویسکوز	۸
شکل (۱-۴) دمپر ویسکوز	۸
شکل (۲-۱) تصاویر تغییر شکل سقف و ستون سواری توپوتا	۱۳
شکل (۲-۲) ترکیب جاذب های انرژی در جلوی خودرو	۱۴
شکل (۲-۳) تصاویر فوم و کرک به عنوان جاذب انرژی	۱۵
شکل (۲-۴) تصاویر مچالگی لوله آلومینیومی حاوی خاک اره	۱۶
شکل (۲-۵) برخورد خودرو با سرعت ۶۴ کیلومتر در ساعت به مانع	۲۰
شکل (۲-۶) مچالگی محوری تیوپ کربنی بافته شده	۲۱
شکل (۳-۱) دستگاه تست ضربه تفنگ گازی	۲۵
شکل (۳-۲) دستگاه تست ضربه وزنه سقوطی	۲۶
شکل (۳-۳) دستگاه تست ضربه پاندولی	۲۷
شکل (۳-۴) شماتیک حالت شبه استاتیکی قوطی شاسی	۲۸
شکل (۳-۵) شماتیک برخورد وزنه ۶۰۰ کیلو گرمی به قوطی شاسی	۲۹
نمودار (۳-۱) تنش و کرنش پلاستیک با نمایش نرخ کرنش	۳۰
شکل (۳-۶) نمایش مدل المان محدود شاسی در نرم افزار آباکوس	۳۱
نمودار (۲-۳) حل دینامیکی و شبه استاتیکی	۳۳
شکل (۴-۱) نمایش نحوه تعریف mas cale, amplitude	۳۶
شکل (۴-۲) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان شاسی در انتهای زمان	۳۷
شکل (۴-۳) نمایش کانتور جابجایی و تغییر شکل المان شاسی در انتهای زمان	۳۷
نمودار (۱-۴) نیرو-جابجایی برای تحلیل شبه استاتیکی	۳۸
شکل (۴-۴) شکل شاسی در حالت شبه استاتیکی	۳۸
شکل (۴-۵) نمایش مدل المان محدود مسئله در زمان اولیه	۳۹

- شکل (۴-۶) نمایش کانتور تنش ون مایز روی المان های شاسی در لحظه ۰/۰۰۰۳۳ ثانیه ۴۰
- شکل (۴-۷) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان های شاسی در لحظه ۰/۰۱ ثانیه ۴۰
- شکل (۴-۸) نمایش تغییر شکل و جابجایی صفحه ضربه زننده در لحظه ۰/۰۱ ثانیه ۴۱
- شکل (۴-۹) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان های شاسی در لحظه ۰/۰۲ ثانیه ۴۱
- شکل (۴-۱۰) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان های شاسی در لحظه ۰/۰۶۶ ثانیه ۴۲
- شکل (۴-۱۱) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان های شاسی در انتهای زمان برخورد ۴۲
- نمودار (۴-۲) نمایش نمودار نیرو-جابجایی در حالت ۵ متر بر ثانیه ۴۳
- شکل (۴-۱۲) نمایش کانتور تنش تغییر شکل المان های شاسی در انتهای زمان برخورد در حالت در نظر گرفتن دمپر ۴۴
- نمودار (۴-۳) نمایش نمودار تحلیل دینامیکی در سرعت ۵ متر بر ثانیه با اضافه نمودن دمپر ۴۴
- نمودار (۴-۴) مقایسه حل دینامیکی نسبت به مقاله [۱۰] ۴۵
- نمودار (۵-۴) مقایسه حل دینامیکی نسبت به حل دینامیکی آزمایشگاهی ۴۵
- نمودار (۴-۶) مقایسه حل دینامیکی در حالت با دمپر و بدون دمپر ۴۶
- نمودار (۷-۴) مقایسه حل دینامیکی مقاله نسبت به حالت با دمپر ۴۷
- نمودار (۸-۴) مقایسه حالت دینامیکی آزمایشگاهی نسبت به حالت با دمپر ۴۷
- نمودار (۹-۴) مقایسه حالت شبه استاتیکی آزمایشگاهی و حالت شبه استاتیکی مطالعه شخصی ۴۸
- شکل (۴-۱۳) نمایش حالت شبه استاتیکی با رسم نمودار ۴۹

فهرست نمودارها

صفحه

عنوان

نمودار (۱-۳) تنش و کرنش پلاستیک با نمایش نرخ کرنش	
نمودار (۲-۳) حل دینامیکی و شبه استاتیکی	
نمودار (۴-۱) نیرو - جابجایی برای تحلیل شبه استاتیکی	
نمودار (۲-۴) نمایش نمودار نیرو-جابجایی در حالت ۵ متر بر ثانیه	
نمودار (۴-۳) نمایش نمودار تحلیل دینامیکی در سرعت ۵ متر بر ثانیه با اضافه نمودن دمپر	
نمودار (۴-۴) مقایسه حل دینامیکی نسبت به مقاله	
نمودار (۴-۵) مقایسه حل دینامیکی نسبت به حل دینامیکی آزمایشگاهی	
نمودار (۶-۴) مقایسه حل دینامیکی در حالت با دمپر و بدون دمپر	
نمودار (۷-۴) مقایسه حل دینامیکی مقاله نسبت به حالت با دمپر	
نمودار (۸-۴) مقایسه حالت دینامیکی آزمایشگاهی نسبت به حالت با دمپر	
نمودار (۴-۹) مقایسه حالت شبه استاتیکی آزمایشگاهی و حالت شبه استاتیکی مطالعه شخصی ...	

فصل اول

مقدمه

مقدمه

به طور کلی خودرو از سه قسمت اصلی بدنه، موتور و شاسی تشکیل شده است. شاسی به معنی اسکلت بندی یک حجم سه بعدی می باشد که قسمت هایی مثل موتور، سیستم انتقال قدرت، سیستم فنر بندی، سیستم ترمز و فرمان روی آن نصب می شود. از وظایف شاسی در حقیقت تحمل جرم، تنش، انسجام و ارتباط قطعات مختلف در یک جسم سه بعدی و ایجاد استحکام در جسم می باشد. به عنوان مثال استحکام شاسی با استفاده از مواد محکم و البته سنگین محقق خواهد شد که البته این با اصل سبک بودن این قسمت از خودرو در تضاد است اما با پیشرفت صنایع و دست یابی بشر به تکنولوژی های جدید این موضوع تا حدی رفع شده است. از خصوصیات یک شاسی خوب تحمل بیشترین میزان وزن و تنش ممکن، سبکی شاسی، کمترین حجم ممکن، سهولت در پیاده سازی سیستم، هزینه پایانی کم جهت اجرای سیستم، توانایی تغییر فرم در موارد لزوم و در نقاط مشخص جهت بالاترین میزان جذب ضربه، توانایی حفظ استحکام و عدم تغییر فرم در قسمت های حیاتی مورد نیاز سیستم جهت حفظ بالاترین میزان ایمنی، توانایی مقاومت در برابر خوردگی، همچنین توانایی کارکرد در گرمای گسترده، قابلیت تعمیر ساده، بازیابی خصوصیات اولیه، انتقال کمترین میزان لرزش و صدا به قسمت های درونی اتاق می باشد.

۱-۱-هدف

در اکثر سازه های دینامیکی جاذب های انرژی نقش اساسی دارند. معمولاً برای جاذب های انرژی دو مورد تست وجود دارد، یکی تست شبه استاتیکی به گونه ای که یک نیرو به تیوب یا جاذب انرژی اعمال می شود و سپس بعد از مچالگی نیرو جذب می شود و دیگری، تست دینامیکی می باشد به گونه ای که یک پرتابه به تیوب یا جاذب انرژی برخورد می کند. هدف از طراحی این جاذب های انرژی به حداقل رساندن انرژی و نیرو به سازه می باشد که دارای انواع مختلفی بوده که هر کدام دارای مزایا و معایبی می باشند. در اینجا از یک دمپر ویسکوز به عنوان جاذب انرژی استفاده شده است. این دمپر به صورت یک پیستون مرکزی است که در بین یک محفظه پر از سیال حرکت کرده و با توجه به اختلاف

فشار موجود، نیروی بزرگی ایجاد کرده که در مقابل حرکت میرایی مقاومت می‌کند و باعث کاهش نیروی تصادف می‌شود.

۲-۱- تست تصادف^۱

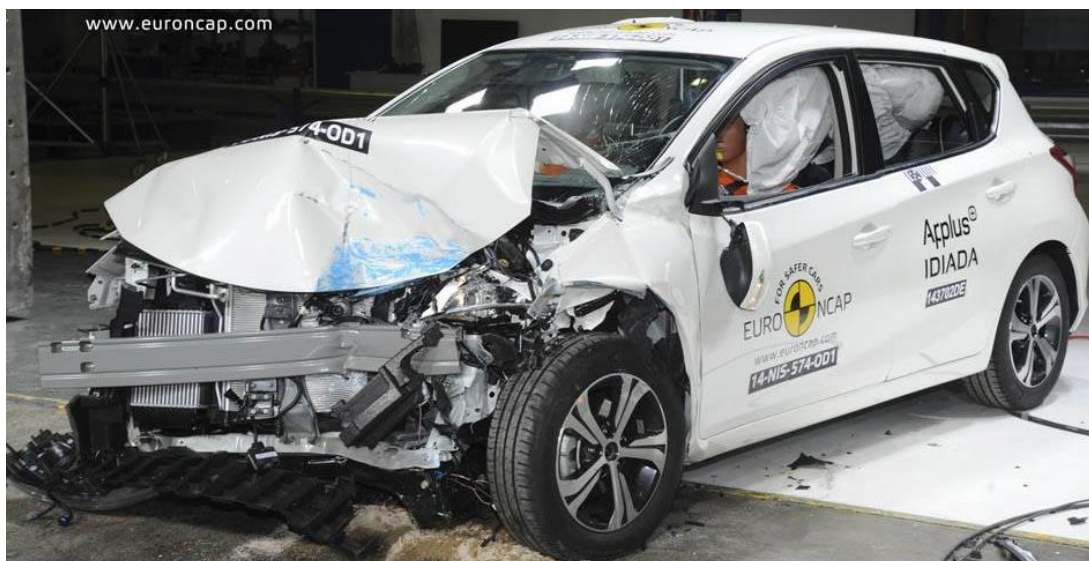
تست تصادف معیاری برای سنجش کیفیت عملکرد یک اتومبیل و فاکتورهای ایمنی آن (از جمله قدرت جذب ضربه توسط شاسی و بدنه، ایربگها، کمربند و همچنین عدم وجود نواحی خطر ساز برای سرنشین در داخل اتاق و...) حین تصادف است. استاندارد (NCAP) یک استاندارد معتبر در این زمینه است که از بهم پیوستن چند استاندارد اروپایی در سال ۱۹۹۶ شکل گرفت و وظیفه آن مشخص کردن میزان آسیب وارده به سرنشینان از طریق تست اتومبیل ها در تصادفات واقعی می‌باشد بر روی هر خودرو معمولاً دو آزمایش تصادف صورت می‌گیرد.

۱-۲-۱- آزمایش تصادف از روبرو

این نوع تصادف از لحاظ آماری شایع ترین نوع تصادف است. شبیه سازی آن به این شکل انجام می‌شود که خودرو با سرعت ۶۴ کیلومتر در ساعت به یک مانع صلب با پوششی از آلومینیوم برخورد داده می‌شود. این برخورد معادل برخورد دو اتومبیل است که هر کدام ۵۵ کیلومتر در ساعت سرعت داشته باشند. یکی از موارد مهم در تصادفات از روبرو، برخورد سینه راننده با قریبک فرمان است که موجب شکستگی دنده ها و در نتیجه پارگی اعضای داخلی سینه و مرگ سرنشین خواهد شد. توانایی ایربگ روی فرمان یکی از نکاتی است که در نتیجه تست تاثیر زیادی می‌گذارد.

1 crash test

2 European New Car Assessment Programme



شکل (۱-۱) نیسان پولسار پس از برخورد روبرو

۲-۲-۱- آزمایش تصادف از اطراف

تصادف از اطراف در مقام دوم اهمیت قرار دارد. این تصادف با برخورد یک مانع با سرعت ۵۰ کیلو متر در ساعت به درب سمت راننده یک اتومبیل ساکن شبیه سازی می شود. در این نوع تصادف معمولاً سر و گردن بیشترین آسیب را می بینند. همچنین نقش حیاتی ایربگ های جانبی در این تصادف غیر قابل چشم پوشی است.



شکل (۱-۲) نیسان پولسار پس از برخورد جانبی

نیسان پولسار پس از آزمایشات فوق توانست پنج ستاره دریافت نماید.

۴-۱- تخمین آسیبهای وارده به سرنشنان و رتبه بندی خودرو ها

۴-۱-۱- در تصادف از روبرو

تعداد ستاره ها بر اساس پایین ترین رتبه ای که در جراحات سر، شتاب منفی وارد بر سینه و فشار وارد بر رانها کسب شده تعیین می گردد.

برای بدست آوردن ۵ ستاره، جراحات وارد بر سه ناحیه فوق الذکر باید کمتر از ۱۰ درصد باشد.

۵-۱- تست تصادف در آمریکا

سازمان ایمنی حمل و نقل در جاده که یک سازمان دولتی در آمریکا است (NHTSA)^۱ از یک سیستم ۵ ستاره برای اعطای امتیاز ایمنی برای تمامی وسایل نقلیه ای که به امر جابجایی افراد در آمریکا می پردازند استفاده کرده است.

به غیر از این سازمان موسسات بیمه خصوصی نیز در آمریکا وجود دارند که حوادث جاده ای را آمارگیری کرده و برای خود برنامه آموزشی مجزایی دارند و سیستم امتیاز دادن آن ها متفاوت است. این موسسات بیمه ای را (HIIS) و (HLDI) می نامند.

در این روش از دو آدمک که مجهز به پیشرفته ترین دستگاه های جمع آوری اطلاعات هستند استفاده شده که بر روی صندلی های جلوی یک خودرو در حالی که کمر بند ایمنی را بسته اند قرار داده شده اند و خودرو به یک مانع بسیار محکم که غیر قابل تغییر شکل است کوبیده می شود.

در این برنامه میزان حرکت و سرعت حرکتی که سر و سینه و استخوان ران در اثر برخورد انجام می دهند در داخل خود آدمک ها اندازه گیری شده و اعداد بدست آمده در داخل یک معادله ریاضی گذارده می شوند. نتیجه ای که از محاسبات این معادله بدست می آید نشان دهنده ی ضریب ایمنی خودرو است.

1 National Highway Traffic Safety Administration

2 Human Interfaces in Information Systems

3 Highway Loss Data Institute

۱-۶- نقش اجزای جلوی خودرو در جذب انرژی

قسمت جلو ناحیه ای مؤثر در هنگام برخورد خودرو است و می تواند باعث تغییر شکل بهینه تر و مناسب تر خودرو در هنگام تصادف گردد. تصادفات از جلو در مقایسه با تصادفات دیگر بیشتر می باشد. لذا هزینه تعمیرات نیز بیشتر خواهد بود. برخی مواقع تغییرات بسیار جزئی در طراحی قطعات، اثرات بسیار مؤثری در بهبود عملکرد خودرو در برابر تصادفات دارد.

به طور کلی در ساختار قسمت جلو خودروهای سواری دو عامل مهم باید در نظر گرفته شود: (۱) واحد انتقال قدرت خودرو، شاسی و حتی اجزای فرعی باید استحکام کافی و پایداری عملکرد مناسبی داشته باشند.

(۲) تغییر شکل محفظه سرنشین در تصادفات از جلو، باید به گونه ای باشد که صدمه ای به سرنشینان وارد نکند.

با توجه به موارد فوق ارزیابی خصوصیات تغییر شکل در هنگام تصادف عاملی بسیار پیچیده است.

آنالیز تست تصادف در سرعت ۱۵ کیلومتر در ساعت معین می کند که شکل ظاهری قسمت جلو و عقب خودرو در تغییر شکل بدنه بسیار مؤثر است. تحقیقاتی که شرکت مرسدس بنز در این زمینه روی خودروی کلاس E انجام داده است نشان می دهد، با اضافه کردن قسمت مخروطی شکل در جلوی خودرو می توان تا ۳۵ سانتی متر طول تغییر شکل را افزایش داد.

شاسی جلو در جذب انرژی و تغییر شکل ایجاد شده نقش مهمی دارد. بر اساس استانداردهای اروپا حدود ۴۵٪ از جذب انرژی در ناحیه تغییر شکل یافته در ضربه وارد به خودرو بوسیله قسمت جلو صورت می گیرد.

جذب انرژی در قسمت جلو به صورت زیر است:

۷۲٪ عضوهای کناری در جلو؛ ۲۲٪ سینی گلگیر و ۶٪ گلگیرها.^۳

تحقیقات نشان می دهد، شاسی بغل ۷۰٪ از انرژی در تصادفات از جلو را انتقال می دهد و به میزان ۳۰۰ میلی متر قابلیت تغییر شکل قبل از اینکه اجزایی نظیر سینی گلگیر، گلگیر و کاپوت تغییر شکل یابند، دارد.

1 front side members

2 wheelhouses

3 fenders

4 front side member

انرژی خودرو در تصادفات توسط عضوهای طولی شاسی، ورق‌های مختلف شکل جلو و عقب و دیگر اجزاء بدنه جذب می‌شود و باعث تغییر شکل اجزا شده و شتاب افزایش یافته‌ای به سرنشین وارد می‌کند. هرچه این انرژی در تغییر شکل اجزاء بیشتر دخیل باشد و شتاب کمتری به سرنشین اعمال کند بهتر است.

در این کتاب با توجه به اهمیت کاهش خسارت در سازه‌هایی که تحت تاثیر بار دینامیکی قرار دارند، از دو روش برای جذب انرژی استفاده شده است:

۱- سرشاسی مربعی با گوشه‌های گرد

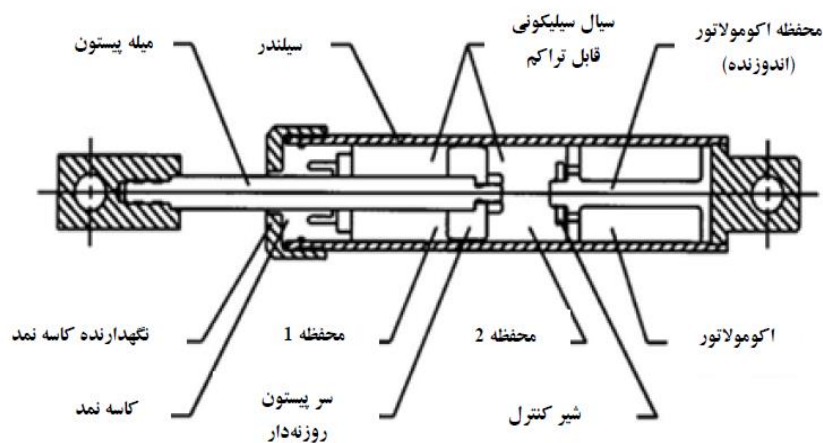
۲- دمپر ویسکوز

نتایج بدست آمده با حالت‌های آزمایشگاهی و نرم افزاری (نرم افزار آباکوس) مقایسه شده است. علاوه بر این نتایج به دست آمده با مقاله [۱۰] مقایسه و تطابق داده شده است که خود تاییدی بر صحت نتایج بدست آمده می‌باشد.

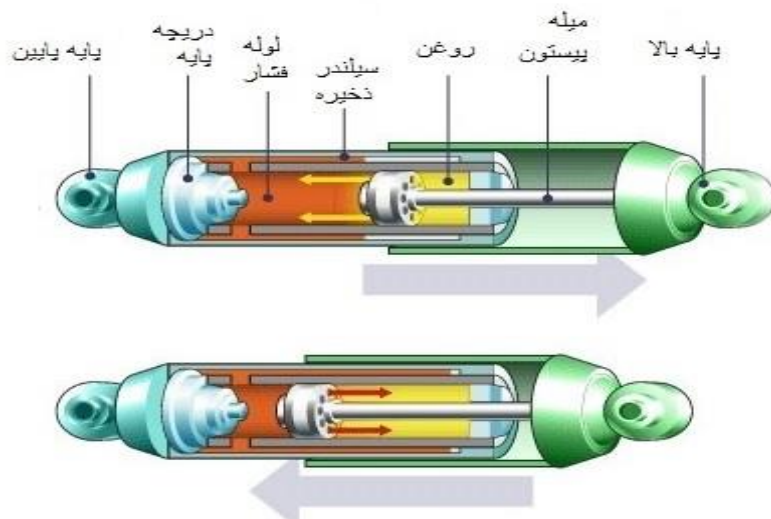
۱-۶-۱- دمپر

میراگر ویسکوز اولین بار در صنایع نظامی و مهندسی هوافضا برای جذب ضربه تولید شده توسط موشک‌های پرتابی یا فرود یک هواپیما استفاده شده است. در یک میراگر ویسکوز که به طور صحیح طراحی و ساخته شده، چیزی برای فرسوده شدن یا فاسد گردیدن به مرور زمان وجود ندارد بنابراین هیچ محدودیتی عملی در زمان انقضا وجود ندارد که معمولاً دوره‌های گارانتی ۳۵ سال برای آنها رایج است.

همه مصالح در میراگر از جمله سیال ساخته شده در میراگر باید غیر سمی و غیر اشتعال زا باشند که در بسیاری از نمونه‌های سیال‌های در پایه سلیکون برای بیمه کردن عملکرد صحیح و پایداری سیال استفاده شده است.



شکل (۱-۳) شماتیک دمپر ویسکوز



شکل (۱-۴) دمپر ویسکوز

طبق شکل (۱-۳) و (۱-۴) یک پیستون مرکزی بین یک محفظه پر شده از سیال حرکت می‌کند. وقتی که یک پیستون مرکزی بین یک محفظه پر شده از سیال حرکت می‌کند، سیال را از بین روزنه‌هایی در اطراف و بین سر پیستون فشار می‌دهد.

سرعت سیال در این ناحیه خیلی زیاد است، بنابراین انرژی فشار بالا دستی تقریباً تبدیل به انرژی جنبشی می‌گردد. وقتی که سیال بعداً به حجم کامل منبسط گردد، در طرف دیگر سر پیستون این فشار تدریجاً کم شده و انرژی جنبشی خود را با آشفته شدن استهلاک می‌کند. در سمت خروجی سیال در سر پیستون فشار خیلی کم بوده که با فشار کامل در سمت خروجی سیال

در سر پیستون مقایسه می‌گردد. این اختلاف در فشارها یک نیروی بزرگی ایجاد می‌کند که در مقابل حرکت میرایی مقاومت می‌کند. میرایی‌های ویسکوز وقتی به طور صحیح طراحی و ساخته شوند تراوششان صفر بوده و احتیاجی به اکومولاتور (اندوزنده سیال) یا وسیله ذخیره سیال خارجی برای پر نگه داشتن مراکز از سیال نخواهد داشت و آنها تقریباً آب بندی کامل دارند.

۷-۱- نتیجه گیری

جهت بهینه سازی خودروها علم تصادف بسیار حائز اهمیت می‌باشد به گونه ای که بر روی خودروها قبل از ورود به خط تولید، آزمایشات زیادی همچون تست تصادف انجام می‌شود و نقاط قوت و ضعف خودرو و همچنین نقش اعضای آن جهت جذب انرژی مشخص می‌شود. با وجود آدمک‌ها و سنسورهای تعبیه شده روی آنها می‌توان میزان آسیب به سرنشین را اندازه گیری نمود و عوامل مؤثر آن را شناسایی کرد و با طراحی صحیح میزان ایمنی خودروها را بالا برد. برای افزایش ایمنی خودرو می‌توان از سرشاسی مربعی با گوشه‌های گرد یا از دمپر ویسکوز استفاده کرد، که خود باعث کاهش جذب انرژی و در نتیجه کاهش خسارت در سازه‌هایی که تحت تاثیر بار دینامیکی قرار دارند می‌شوند.

فصل دوم

مروری بر منابع

۱-۲-هدف

محققان بسیاری همواره به تحقیق و بررسی در رابطه با کاهش جذب انرژی تصادف پرداخته‌اند و نتایج زیادی حاصل کرده‌اند. هدف از این فصل بررسی و طبقه‌بندی تعدادی از یافته‌های تحقیقات دیگر محققان در رابطه با بهبود جذب انرژی خودرو در سطح دنیا و تعیین و شناسایی خला‌های تحقیقاتی آنان می‌باشد.

۲-۲-تعریف یا تاریخچه موضوع

جمال زمانی و همکارانش [۱] در سال ۱۳۹۰ آنالیز تجربی سازه‌های جاذب انرژی با سطح مقطع دایره‌ای و مقایسه آن با سازه‌های مربعی و بتنی تحت بارگذاری محوری شبه استاتیکی و دینامیکی (تا مرحله انفجار) را بررسی نمودند.

در بسیاری از سازه‌های مهندسی و به خصوص سازه‌های متحرک و به طور کلی در سازه‌هایی که تحت تاثیر بار دینامیکی و یا استاتیکی قرار دارند برای جلوگیری از خسارات و یا کاهش آن از سیستم‌های جذب انرژی استفاده می‌شود. از این رو مطالعات وسیعی بر روی سلول جاذب انرژی صورت پذیرفته است. در این مقاله پس از انجام بیش از ۹۰ تست تاثیر پارامترهای هندسی مانند ضخامت، قطر و ارتفاع سازه و همچنین تنش سلول سازه بر میزان نیروی مچالگی در حالت بارگذاری محوری بررسی شده است. سپس لوله‌های استوانه‌ای از لحاظ میزان جذب انرژی با لوله‌های مربعی و همچنین سازه بتونی مقایسه شده است.

غلام حسین لیاقت و همکارانش [۲] در سال ۱۳۸۶ نیروی لحظه چین خوردگی در ستون‌های مربعی تک سلولی تحت بار محوری را بصورت تئوری محاسبه کردند.

رابطه‌ای برای محاسبه نیروی لحظه‌ای چین خوردگی برای ستون تک سلولی مربعی زیر بار محوری ارائه می‌شود. اساس این رابطه، تعریف و تحلیل "سازوکار اساسی چین خوردگی" و محاسبه نیروی متوسط چین خوردگی است. برای این منظور مجموع نرخ انرژی‌های تلف شده بر اثر خمش حول مفصل‌های افقی و مورب و نیز نرخ انرژی تلف شده بر اثر تغییر شکل‌های انبساطی، با نرخ کار خالص انجام شده توسط نیروی خارجی بر روی سازه برابر قرار داده می‌شود، رابطه به دست آمده می‌تواند نمودار نیروی لحظه‌ای چین خوردگی را بر حسب مسافت چین خوردگی و بر حسب زاویه چین خوردگی با دقت مناسبی پیش بینی کند و به جای مقدار میانگین نیروی

چین خوردگی، مقدار نیرو را در هر لحظه تخمین بزند. نتایج بدست آمده با نتایج تجربی مقایسه و تطابق خوبی مشاهده شده است.

غلام حسین لیاقت و همکارانش [۳] در سال ۱۳۸۹ پدیده چین خوردگی درهانی کمب‌های مربعی با سلول‌های پر شده از فوم پلی اورتان را بررسی نمودند. رابطه ای تئوری جهت پیش بینی نیروی لحظه ای چین خوردگی ستون‌های مربعی با سلول‌های پر شده از فوم پلی اورتان تحت بار محوری ارائه داده اند. برای این منظور، نرخ کار انجام شده توسط نیروی خارجی محوری بر روی ستون در هر لحظه، با نرخ انرژی‌های تلف شده در اثر چین خوردگی ستون مربعی و تغییر شکل فوم درون آن مساوی قرار داده شده است. میزان انرژی که صرف فشردن سازی و تغییر شکل فوم می‌شود، با ارائه یک مدل ساده و جدید برای تغییر شکل، از طریق محاسبه نسبت حجم کاهش یافته فوم بدست آمده است. میزان انرژی که صرف چین خوردگی ستون مربعی می‌شود، با در نظر گرفتن المان سوپر فولدینگ و در نظر گرفتن مدل‌های عمده تغییر شکل آن محاسبه شده است. نتیجه این تحلیل تئوری، ارائه رابطه ای جهت تخمین نیروی لحظه ای چین خوردگی ستون‌های تک سلوله مربعی با سلول‌های پر شده از فوم پلی اورتان است که صحت آن از طریق مقایسه نتایج رابطه تئوری با نتایج تست‌های تجربی بررسی و اثبات شده است.

تکسا و همکارانش [۴] در سال ۲۰۰۴ تحلیل عددی و تجربی مقاومت خرد شدن شبه استاتیکی تیوب‌های آلومینیومی چکش کاری شده جدار نازک با فوم پر شده پلی استیرن را انجام دادند.

پاسخ‌های خرد شدن شبه استاتیکی عددی و تجربی سلول چکش کاری با فوم پر شده پلی استیرن و دیواره آلومینیومی نازک مورد تحقیق و بررسی قرار گرفته است. تحلیل خرد شدن عددی تیوب‌های پر شده از فوم و بدون فوم با استفاده از المان محدود (p-c) انجام شده است.

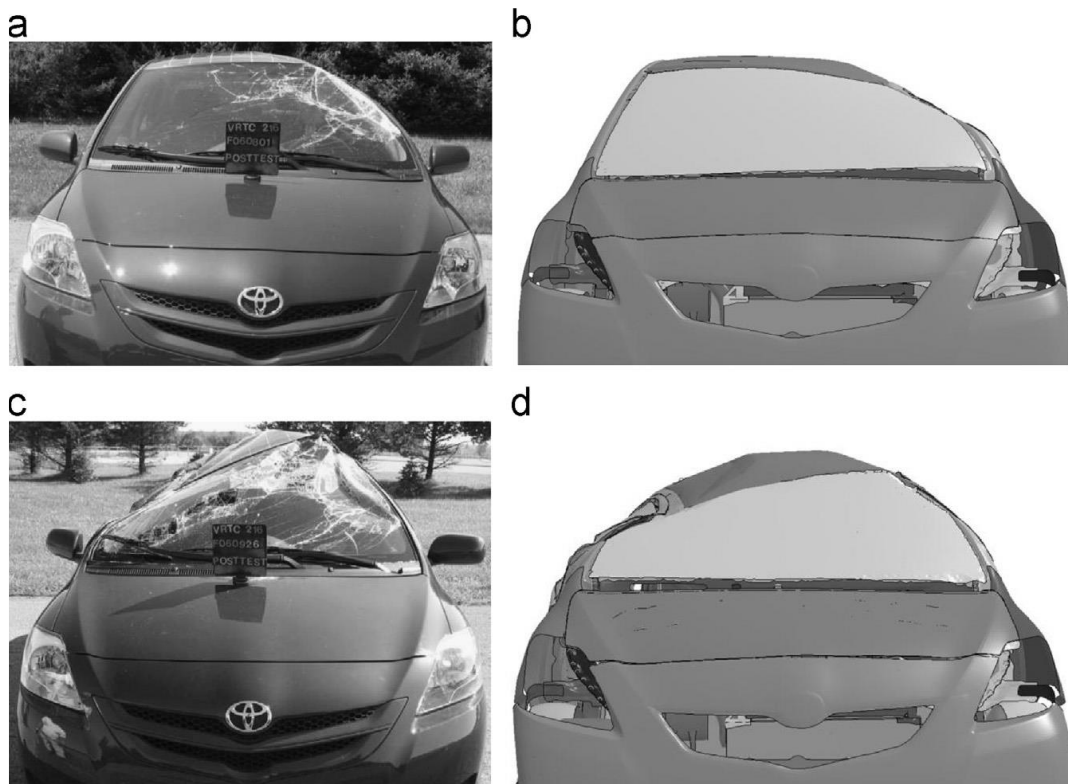
توافقی‌های رضایت بخش به طور عمومی میان یک مدل مشخص و تغییر شکلها، فشار، جابجایی‌ها، طول پیچ‌ها و جذب انرژی خالص بدست آمده است.

جذب انرژی در تیوب با فوم پر شده بعداً با جذب انرژی تیوب خالی و تیوب پر شده مورد بررسی قرار گرفت.

بامباچ [۵] در سال ۲۰۱۴ تقویت ساختار فیبری ساختمان سقف و سایل نقلیه از جنس فولاد نازک را بررسی نمود.

یک فشار فزاینده روی کارخانجات بین المللی وسایل نقلیه است تا سقف‌های وسایل نقلیه را در پاسخ به روند آسیب مرتبط با غلطک‌های وسایل نقلیه می‌باشد افزایش دهد، بنابراین برای افزایش مقاومت سقف اتومبیل‌ها، وزن آنها را کاهش می‌دهند.

در زمان واحدی اقدام به این تصمیم نموده که کارها را مطابق نظم و ترتیب انجام دهند تا تشعشعات امواج صوتی را به حداقل برسانند، بنابراین وزن سبک، راه حل مقاومتی است که مورد نیاز می‌باشد و مقاومت سقف اتومبیل‌ها را افزایش می‌دهد.



شکل (۱-۲) تصاویر تغییر شکل سقف و ستون سواری توپوتا

اجزای ساختار سقف خودروهای سواری توسط فیبرهای کربن محدود می‌گردد تا به سطح استیل برسند.

برای افزایش مقاومت تیوب‌های استیل از دو حالت خردشدگی و خم شدگی استفاده شده است.

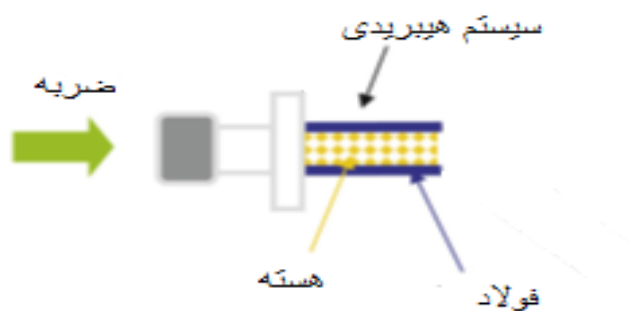
مطالعه عددی برای دو ماشین سواری متفاوت با سقف‌های متنوع از لحاظ آسیب پذیری و خرد شدگی پیاپیها مورد بررسی قرار گرفته است. مدل‌های عددی سیستم‌های مقاوم در برابر آزمایشات دارای اعتبار هستند پس در مورد وسایل نقلیه به کار برده می‌شوند. پیشرفت‌های جانبی

در مقاومت سقف آنها با تکنیک مقاوم فیبری مشخص شده است. مقایسه‌های انجام شده با مدل‌های مقاوم اجزا ساختاری سقف با اضافه نمودن استیل بیشتر از فیبر استفاده شده است که این مقایسه نشان داده است مقاومت ساختارهای سقف مقاوم وسایل نقلیه را با پتانسیل بالا معلوم سازند که آن ساختارها را می‌توان مرتبط با مقاومت سقف‌ها با وزن کم در آینده طراحی نمود.

اسکاتینا و همکارانش [۳] در سال ۲۰۱۴ مدل (CFRP) ساختارهای مچالگی در تحلیل مچالگی واضح^۲ را بررسی کردند. کاهش وزن، کلید اصلی در طراحی اتومبیل است. مطالعه و شبیه سازی اجسام خیلی مهم است، این عمل روی طراحی ارزش مچالگی عددی فیبرهای کربنی که ساختارهای پلاستیکی (CFRP) را تقویت می‌نماید، تاکید نموده است.

بعد از تحقیق روی مدل‌های عددی، دو مدل به منظور تولید مجدد و تست مچالگی آزمایشگاهی روی تیوب (CFRP) ساخته شده است. تاثیر چندین پارامتر متفاوت روی نتایج نهایی تحلیل شده است.

تایلس و همکارانش [۷] در سال ۲۰۱۳ تحلیل مچالگی محوری استاتیکی و دینامیکی برخورد جلوی خودرو با ترکیب جاذب‌های انرژی را مورد مطالعه قرار دادند. آنها طبق شکل (۲-۲) از فولاد به عنوان دیواره شاسی و از فوم و کرک به عنوان هسته مرکزی شاسی برای جذب انرژی بیشتر استفاده نمودند.



شکل (۲-۲) ترکیب جاذب‌های انرژی در جلوی خودرو

1Carbon_fiber_reinforced_polymer
2Explicit

سیستم‌های محافظتی و ایمنی یکی از بهترین زمینه‌های تحقیق در مهندسی خودرو می‌باشد. مواد متشکل شده و فوم‌های ساختگی بطور وسیعی در مواد ساختمان خودرو بخاطر سنگینی وزن و مقاومت بالای آنها مؤثر است.

ارزش مچالگی قابل ملاحظه آنها بعلت ترکیب با فلزات شکل پذیر است، آنها ارزش مچالگی جلوی خودرو را با توانایی‌های فیبر کربنی که توسط پلیمر و پلی آمیدهای تقویت شده شیشه ای، فوم ترفتالیت، پلی اتیلن و جوش‌های کرک در ترکیب با تیوپ‌های چند گوشه استیلی سرد شده در حالت شبه استاتیکی مورد بررسی قرار دادند.

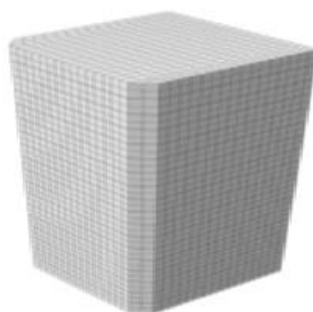
مواد تقویتی معمولا اطراف قوطی فلزی پیچیده هستند. این موارد در داخل قوطی بر طبق الگوهای هندسی برای مچالگی محوری قرار داده شده است.



نمونه فوم



نمونه کرک



هسته مش بندی شده

شکل (۲-۳) تصاویر فوم و کرک به عنوان جاذب انرژی

شکل (۲-۳) نمونه‌های فوم و کرک در داخل قوطی به عنوان جاذب انرژی را نشان می‌دهد. این پیشرفت قابل ملاحظه در قابلیت جذب انرژی در بیشتر حالت‌ها و توافق کیفیت با داده‌های آزمایشات کسب شده است. ترکیب پلی آمید تقویت شده فیبری با یک قوطی استیل بهترین نتایج را کسب کرده است.

مطالعه جزئیات مکانیسم انبوه و حساسیت جذب انرژی خاص در نظر گرفتن ضخامت اجزای آنها فراهم شده است.

تریپاتی و همکارانش [۶] در سال ۲۰۱۴ رفتار فروپاشی و جذب انرژی تیوب‌های آلومینیومی پر شده از خاک اره چوب و همچنین آزمایشات روی تیوب‌های آلومینیومی AA6063 جداره نازک دایره ای پر شده و خالی با نسبت‌های L/D متنوع انجام دادند که مقایسه و جذب انرژی محوری و مورب در حالت شبه استاتیکی را نشان می‌دهد.



شکل (۴-۲) تصاویر مچالگی لوله آلومینیومی حاوی خاک اره

شکل (۴-۲) تصویر لوله آلومینیومی پر شده از خاک اره و همچنین مچالگی آن را نشان می‌دهد.

تیوپ‌ها از قسمت انتهای پایین ثابت شده اند و یک نیروی مورب از قسمت بالا با زوایای مختلف به خط مرکزی ستون آن اعمال می‌شود.

اوج فشار و جذب انرژی در مورد تیوپ‌های پر و خالی به نسبت L/D مقایسه شده است و همچنین نتایج آزمایشات استفاده شده جهت ظرفیت جذب انرژی، تغییر شکل پلاستیک تیوپ دیواره نازک مشخص شود.

هدف این تحقیق مطالعه میان تغییر شکل و پاسخ مچالگی AL AA6063 به منظور ارزیابی پتانسیل مچالگی جهت استفاده در صنعت خودرو سازی می‌باشد.

کیوی [۹] در سال ۲۰۱۳ رفتار مچالگی مواد شاسی خودرو را بررسی نمود. مچالگی محوری و جدار نازک که تیوپ‌های جدار نازک آلومینیوم با مقاومت بالا بصورت آزمایشگاهی حل عددی، شبیه سازی المان محدود به کمک نرم افزار انسیس^۱ را مورد بررسی قرار دادند.

نتایج محاسباتی شده با نتایج تجربی مقایسه شد و بسیار مطلوب بوده است.

کزانسی و جرگن باس [۱۰] در سال ۲۰۱۲ تحلیل صریح شبه استاتیکی و دینامیکی قوطی جدار نازک فولاد با مقاومت بالا را انجام دادند به گونه ای که در حالت شبه استاتیکی قوطی از قسمت انتها ثابت و از طرف دیگر تحت نیروی هیدرولیکی قرار دارد و همچنین در حالت دینامیکی جسم ۶۰۰ کیلو گرمی به قوطی برخورد می‌کند و نتایج بدست آمده با حل تحلیلی، حل آزمایشگاهی مقایسه نمودند و مقدار میانگین نیروی مچالگی را بدست آوردند.

لیپا و کوته [۱۱] در سال ۲۰۰۴ فرو پاشی اولیه ای چند عضوی بعنوان جاذب‌های انرژی تحت فشار جانبی را بصورت عددی و تجربی تجزیه و تحلیل کردند. فروپاشی و ظرفیت اتلاف انرژی چند عضو لوله ای که به یکدیگر جوشکاری شده اند که در سطح جانبی اولین لوله نیرو اعمال شده است مورد بررسی قرار نگرفته است.

پارامترهای مختلف جذب مانند تعداد اعضاء، ضخامت لوله‌ها، جهت اتلاف انرژی و بالا بردن ظرفیت مچالگی بررسی شده است و نتایج حاصل از محاسبات عددی با حل آزمایشگاهی مقایسه شده و نتایج مطلوبی بدست آمده است.

1 Ansys

مرزبان راد [۱۲] در سال ۲۰۰۹ با انجام شبیه سازی المان محدود اهمیت جذب انرژی لوله‌های جدار نازک با ابعاد هندسی مختلف، همچنین لوله‌های مربع، دایره ای و بیضوی از جنس فولاد و آلومینیوم جهت جذب انرژی را مورد بررسی قرار دادند.

در لوله‌های پروفیل مربعی نتایج تجربی شرایط خوبی را نشان داد. در حل صریح المان محدود درحالی که ضربه به یک طرف لوله اعمال شود، طرف دیگر آن ثابت نگه داشته شده است و همچنین دیگر مقاطع از جمله دایره و بیضی با لوله مربعی مقایسه شده که نتایج بدست آمده نشان می‌دهد سطح مقطع بیضی، انرژی بیشتری نسبت به دایره و مربع دارد و همچنین میزان جذب انرژی با افزایش ضخامت کمتر خواهد شد.

مرزبان راد و همکارانش [۱۳] در سال ۲۰۱۴ رفتار شیار در طراحی ساختمان تیوب خودرو از جنس فولاد کم کربن جهت برخورد از جلوی خودرو با استفاده از نرم افزار غیرخطی المان محدود ال اس - دینا جهت بهینه سازی جذب انرژی مورد بررسی قرار دادند.

تجزیه و تحلیل و تغییرات دو پارامتر اصلی از جمله جذب انرژی و حداکثر نیروی برخورد را تجزیه و تحلیل نمودند و همچنین سطح مقطع تیوب مربع ای بوده که در قسمت انتهایی دارای شیار بوده و بصورت ثابت شده است و طرف دیگر تیوب دارای شیار بوده که برخورد روی آن انجام می‌شود و عمق شیار با شعاع‌های مختلف تحلیل شده است.

مقامی و همکارانش [۱۴] در سال ۲۰۱۳ ضربه محوری لوله‌های جدار نازک جاذب انرژی فلزی با شکل مقطع‌های خاص به کمک نرم افزار تحلیل دینامیکی صریح ال اس - دینا مدلسازی کردند و اثرات تغییر در میزان گردی گوشه‌های مقطع لوله‌های با شکل مقطع غیر دایره ای جهت قابلیت جذب انرژی برخورد مطالعه کردند. همچنین نیروی برخورد متوسط، تغییر شکل بهینه و میزان جذب انرژی در این لوله‌ها را مقایسه نمودند.

طبق نتایج بدست آمده نشان می‌دهند که قابلیت جذب انرژی برخورد را می‌توان با انتخاب بهینه میزان گردی گوشه‌ها برای لوله‌هایی با شکل مقطع مثلث و مربعی را می‌توان بهبود بخشید و همچنین لوله‌هایی با مقطع مربع در مقایسه با لوله‌های دایره ای دارای قابلیت جذب انرژی بیشتر می‌باشد.

نجفی و همکارانش [۱۵] در سال ۲۰۱۲ شبیه سازی مچالگی (M-S) متقارن با مدل کریستال پلاستیکی را انجام دادند.

رفتار مچالگی تیوب‌های دایره ای متالیک پلی کریستال تحت شرایط بار گذاری شبه استاتیکی از طریق مدل کریستال پلاستیکی و بصورت حل صریح المان محدود شبیه سازی شده است.

با توجه به رفتار و جنس کریستال پلاستیکی، جهت استفاده از آن در المان محدود با مشکل مواجه شده اند، لذا از یک مدل پلی کریستال که بصورت انبوه در مرکز تیوب و بصورت یک ورق نازک ساده در امتداد یک محور قرار دارد، استفاده شده است.

جذب انرژی توسط مکانیسم‌های انبوه و توده پلاستیکی در گوشه‌های تیوب در حین مچالگی نقش مهمی را ایفا می‌نماید.

رید و همکارانش [۱۶] در سال ۱۹۸۶، تحلیل دینامیکی و استاتیکی ستون‌های مربعی و مستطیلی با سلول‌های پر شده از فوم پلی اورتان را با استفاده از تست‌های تجربی انجام دادند. خردشدگی و درهم شدگی تیوب‌ها با زمان یکپارچگی واضح و روشن تیوب‌های استیلی با مقاومت بالا دیواره نازک خرد شدگی و درهم شکستگی محوری با استفاده سی عامل مشخص و چهارچوب زمان یکپارچگی واضح استفاده می‌شود.

نتایج جمع آوری شده با اطلاعات آزمایشی چاپ شده و نتایج بدست آمده در زمان یکپارچگی مقایسه می‌شود. موضوع مورد تحقیق و بررسی زمان روشن یکپارچگی است و رفتار و روش راه حل می‌تواند یک موضوع نسبی مؤثر در زمان تشابه باشد.

سونماز و تنلاک [۱۷] در سال ۲۰۱۴ طراحی تیوب‌های جدار نازک با شکل بهینه تحت بارگذاری ضربه ای محوری با شتاب بالا را بررسی کردند.

آنها ارزش مچالگی تیوب‌های جدار نازک تحت بار گذاری ضربه ای محوری با طراحی متغیرها، تعریف پارامترها و برش عمودی جانبی یک بخش تیوب که شامل ارتفاع، طول و زاویه ی مخروطی شکل است، را مورد بررسی قرار دادند.

روش به کار گرفته شده در طراحی بهینه مچالگی جعبه تصادف یک وسیله نقلیه را به منظور شرایط بار گذاری مفید در تست‌های مچالگی با استاندارد اروپا حمایت و پشتیبانی می‌کند. در شبیه سازی مچالگی از حل صریح روش المان محدود استفاده شده است که در این حالت طبق شکل (۵-۲) خودرو با سرعت ۶۴ کیلومتر در ساعت به مانع صلب برخورد می‌نماید.



شکل (۵-۲) برخورد خودرو با سرعت ۶۴ کیلومتر بر ساعت به مانع

مرجع اولیه اکثر تحلیل‌های تئوری انجام شده بر روی چین خوردگی سازه‌های هانی کمپ را مقاله بنیادی ویرزبیک و آبراموویچ [۱۸] که در سال ۱۹۸۳ ارائه شده، تشکیل می‌دهد. ویرزبیک و همکارش در این مقاله با معرفی مکانیزم چین خوردگی اساسی^۱ مقدار متوسط نیروی چین خوردگی ستونها با مقاطع هندسی مشخص را بدست آوردند. اساس محاسبات تئوری انجام شده توسط ویرزبیک و آبراموویچ بر مبنای مفهوم کار و انرژی است، برای این منظور یک مکانیزم چین خوردگی اساسی یا المان سوپرفولدینگ تعریف شده است و نرخ انرژی‌های تلف شده توسط این مکانیزم محاسبه شده است. ویرزبیک و همکارش به کمک این مدل تئوری تغییر شکل، مقدار متوسط نیروی چین خوردگی یک ستون توخالی را محاسبه کردند.

ویلیامز و همکارانش [۱۹] در سال ۲۰۰۷ یک انگیزه قابل ملاحظه ای در مورد کاهش وزن وسیله نقلیه از طریق استفاده و به کار بردن مواد سبک وزن از قبیل آلیاژهای آلومینیومی به منظور حفظ جذب انرژی و یکپارچگی قسمت‌های وسیله نقلیه در شرایط شکستگی و مچالگی قسمت‌های وسیله نقلیه ارائه نمودند.

کنش متقابل میان تبدیل تیوب هیدروفرمینگ^۲ و آسیب دیدگی آن در حین تصادف را مورد بررسی و مطالعه قرار داده اند تا علت استفاده از اتومبیل های سبک وزن اثبات شود. تست‌های شکستگی دینامیک در بخش‌هایی به طول ۴۰۰ میلی متر در هر دو حالت هیدروفرمینگ و غیر هیدروفرمینگ تیوب‌های آلیاژهای همبسته EN-AW5018 انجام می‌شود.

1 Super Folding Element
2 Hydroforming

فشار شکستگی از فاصله ۷۶۰۲ میلی متر قطر سوراخ تیوب‌های غیر هیدروفرمینگ با نتایج از تیوب‌های هیدروفرمینگ ۷۶۰۲ میلی متر از مرکز ۳,۵۰۲ میلی متر ضخامت اولیه تیوب مقایسه شده است.

عملکرد هیدروفرمینگ با استفاده از فرآیند فشار بالا در شعاع گوشه، بخش مرکزی تیوب توسعه پیدا کرده است.

حل صریح دینامیکی شبیه سازی المان محدود هیدروفرمینگ و عوامل مچالگی مورد توجه خاص قرار گرفته تا تاریخ شکل گیری حمل و نقل از شبیه سازی هیدروفرمینگ به انواع مچالگی را پیدا و بررسی کند.

اهمیت ضخامت تیوب، استحکام و مقاوم بودن، نگرانی از رسوب پسماند، سطح آسیب دیدگی در شبیه سازی هیدروفرمینگ به عنوان حالت اولیه استفاده می‌شود.

گارسن و همکارانش آسیب دیدگی، مجموع اعضای خودرو و به هم آمیختگی را مورد بررسی قرار داده اند و سعی کرده اند تا از طریق نتایج آزمایشگاهی همه ی جوانب را بررسی و داده‌های بدست آمده را با هم مقایسه کنند. نتایج نشان داده شده از این نظر مهم است که تغییرات ضخامت و محکم بودن را نشان می‌دهد.

جذب انرژی، توانایی جذب انرژی در تیوب‌های آلومینیومی هیدروفرمینگ با تند و تیز شدن گوشه آنها کاهش پیدا می‌کند تا از مواد کم قطر در حین فرآیند هیدروفرمینگ استفاده شود.

جانسون و همکارانش [۲۰] در سال ۲۰۰۹ شبیه سازی مچالگی محوری تیوب های کربنی بافته شده MAT58 در نرم افزار ال اس دینا بررسی نمودند. آنها یک مدل آسیب پذیر تشکیل شده را امتحان و آزمایش کردند.



شکل (۲-۶) مچالگی محوری تیوب کربنی بافته شده

MAT58 و کاربرد آن استفاده در شبیه سازی مچالگی محوری تیوب مطابق شکل (۲-۶) به

شکل بافته شده استفاده می شود.

از این مطلب می توان فهمید که MAT58 دوباره تحت بار گذاری یکنواخت متشکل از طناب بافته شده به شکل نرم تولید می گردد. اما در حالت غیر بار گذاری و چرخه های کنش بارگذاری نقص وجود دارد.

نقص در قانون آسیب دیدگی MAT58 تحت ارزش مواد در حالت بار گذاری و غیر بار گذاری توصیف و دیده شده است که این حالت دچار آسیب دیدگی می شود که می تواند یک بخش از فرایند مذکور با پیشرفت در نقطه اوج شکستگی در حین مچالگی محوری تیوب های تشکیل شده باشد. در نتیجه این نقص موفقیت MAT58 را در کاربردهای آن نادیده گرفته و از بین می برد بنابراین در تیوب متشکل بافته شده سه محوری با شبیه سازی مچالگی محوری این مورد دیده می شود. گرچه فشارهای اولیه پیش بینی شده در حدود بیست درصد آزمایشات انجام شده در مورد جذب انرژی به طور مداوم صحیح است.

۲-۳-۲-نواقص کارهای گذشته و بهبود آنها

۱-در اکثر کارهای گذشته فقط میزان و نحوه انرژی جذب شده را بررسی نموده اند در صورتی که علاوه بر میزان و نحوه انرژی، کاربرد آن در سیستم های متحرک که تحت ضربه قرار دارند نیز مهم است.

۲-در اکثر کارهای گذشته تحلیل شبه استاتیکی و دینامیکی را به صورت همزمان انجام نداده اند در صورتی که انجام تحلیل های فوق به صورت همزمان برای جاذب های انرژی مهم است.

۳-در اکثر کارهای گذشته فقط جذب انرژی توسط تیوب ها با جنس و مقاطع مختلف را بررسی نموده اند در صورتی که می توانستند یک سیستم که دارای چند جاذب انرژی است را طراحی نمایند.

۴-در بعضی از کارهای گذشته هزینه تولید جاذب انرژی زیاد می باشد.

۲-۴-۲-اهداف پژوهشی

۱-طراحی سر شاسی در محیط آباکوس

- ۲- تحلیل شبه استاتیکی و دینامیکی سر شاسی در محیط آباکوس
- ۳- اضافه نمودن دمپر ویسکوز در انتهای سر شاسی
- ۴- تحلیل شبه استاتیکی و دینامیکی سر شاسی با وجود دمپر در محیط آباکوس
- ۵- مقایسه میانگین نیرو اعمال شده به سر شاسی در حالت بدون دمپر و با دمپر

۵-۲- فرضیات

- ۱- مدل نمودن تیوب مربع ای با گوشه‌های گرد به عنوان سر شاسی
- ۲- خطی بودن حرکت دمپر
- ۳- انتخاب وزنه ۶۰۰ کیلو گرمی به عنوان جرم ضربه زننده به سر شاسی
- ۴- بزرگ بودن تغییر شکل‌ها

۶-۲- نتیجه گیری

جهت جذب انرژی از انواع تیوب‌ها با سطح مقطع‌های مختلف به صورت خالی و پر شده از فوم‌های مختلف استفاده شده است.

معمولاً از تیوب‌های مربعی با گوشه‌های گرد و همچنین سطح مقطع بیضوی به عنوان جاذب انرژی نسبت به سایر مقاطع انرژی بیشتر را جذب می‌نماید و همچنین از تیوب‌های آلومینیومی به دلیل سبک بودن وزن و فیبرهای کربن به دلیل مقاومت بالا و سبک وزن بودن بیشتر استفاده می‌شود. نهایتاً نتیجه می‌گیریم سطح مقطع، جنس و وزن در طراحی جاذب انرژی نقش مهمی دارد.

فصل سوم

روش تحقیق

۱-۳-هدف

هدف از انجام این تحقیق به حداقل رساندن نیروی تصادف به کمک دمپر ویسکوز و جذب بیشتر انرژی نسبت به حالت بدون دمپر می‌باشد و نهایتاً نیروی کمتری به سرنشین اعمال می‌شود. به کمک نرم افزار آباکوس ابتدا قوطی شاسی طراحی می‌شود سپس روی آن تحلیل شبه استاتیکی و دینامیکی انجام می‌شود و در انتهای قوطی دمپر ویسکوز قرار می‌دهیم تا میانگین نیروی اعمال شده حداقل شود و نیروی کمتری به سرنشین وارد شود.

۲-۳-بعضی از تست‌های ضربه در آزمایشگاه

ضرباتی که به سازه‌ها اعمال می‌شود بستگی به عواملی مانند سرعت، شکل ضربه زننده، جرم ضربه زننده، نرخ کرنش و... دارد. امروزه تست‌های مختلفی برای شبیه سازی ضربه صورت گرفته است که به برخی از آنها در زیر اشاره می‌شود:

۱-۲-۳-تست ضربه تفنگ گازی



شکل (۱-۳) دستگاه تست ضربه تفنگ گازی

در دستگاه تست ضربه تفنگ گازی مطابق شکل (۳-۱)، گاز با فشار بالا در یک مخزن ذخیره شده است، بعد از مخزن فشار قوی یک رگلاتور قرار دارد تا فشار گاز را به میزان مورد نظر کاهش

دهد، برای شروع تست ضربه باید این گاز رها شود که این عمل توسط یک شیر برقی انجام می‌شود. با آزاد سازی گاز، ضربه زننده ای از لوله دستگاه به بیرون پرتاب می‌شود و پس از عبور ضربه زننده از دستگاه، حسگر سرعت به جسم مقابل برخورد می‌کند. دستگاه حسگر سرعت مدت زمانی را که طول می‌کشد تا ضربه زننده از بین آن عبور کند را حساب می‌کند. با داشتن طول نمونه و زمان سرعت ضربه زننده محاسبه می‌گردد. از این تست معمولاً برای شبیه سازی ضربات ناشی از ذرات معلق پرتاب شده توسط حرکت چرخ هواپیما به سازه هواپیما استفاده می‌شود که معمولاً این تست را تست ضربه با سرعت بالا گویند.

۳-۲-۲- تست ضربه وزنه سقوطی



شکل (۳-۲) دستگاه تست ضربه وزنه سقوطی

طبق شکل (۳-۲) در دستگاه تست ضربه وزنه سقوطی، ضربه زننده ای از ارتفاع مشخص رها شده و با حرکت بر روی دو ریل که به عنوان راهنمای محل فرود ضربه زننده تعبیه شده اند به پایین حرکت کرده و با نمونه مورد آزمایش برخورد می‌نماید. معمولاً بر روی این دستگاه یک سنسور تعبیه شده که نقش فعال کردن یک دستگاه مکانیکی را دارد، که برخوردهای متوالی ضربه زننده به نمونه پس از ضربه اول را جلوگیری نماید.

۳-۲-۳- تست ضربه پاندولی

یکی دیگر از دستگاه‌های تست سرعت پایین، دستگاه تست ضربه پاندولی می‌باشد.



شکل (۳-۳) دستگاه تست ضربه پاندولی

طبق شکل (۳-۳) دستگاه تست ضربه پاندولی شامل یک وزنه فولادی است که از یک ارتفاع مشخص رها شده و بصورت پاندولی به نمونه برخورد می‌کند. این دستگاه‌ها معمولاً به حسگرهای سرعت مجهز می‌باشند.

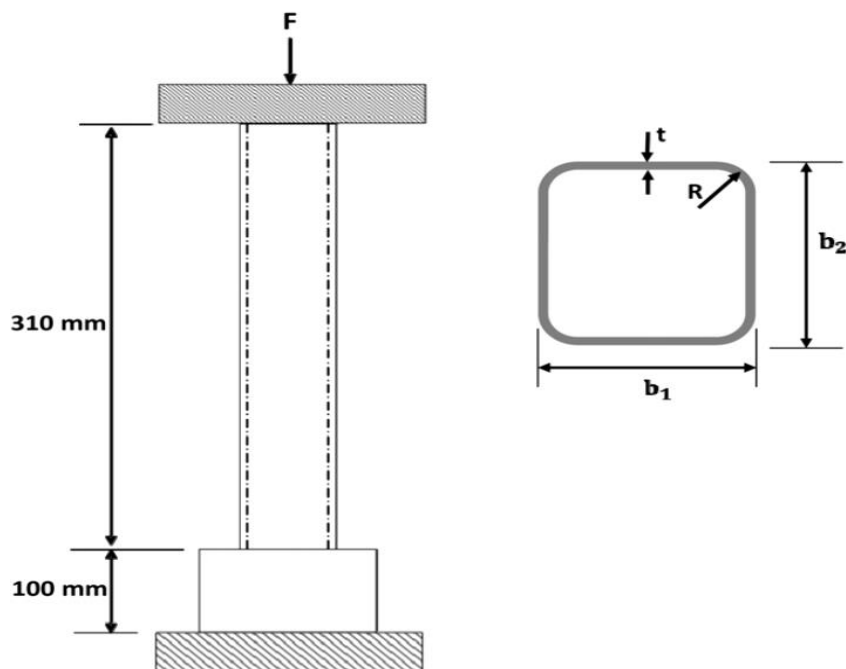
۳-۳- علت انتخاب روش تحقیق

طبق موارد گفته شده در فوق با توجه به این که تست های آزمایشگاهی نیاز به هزینه بالا دارند و همچنین با وجود نرم افزارهای شبیه سازی خوب مانند آباکوس تصمیم گرفته شد ابتدا مدل را در محیط آباکوس طراحی نموده، سپس آنالیز دینامیکی و شبه استاتیکی انجام شود و

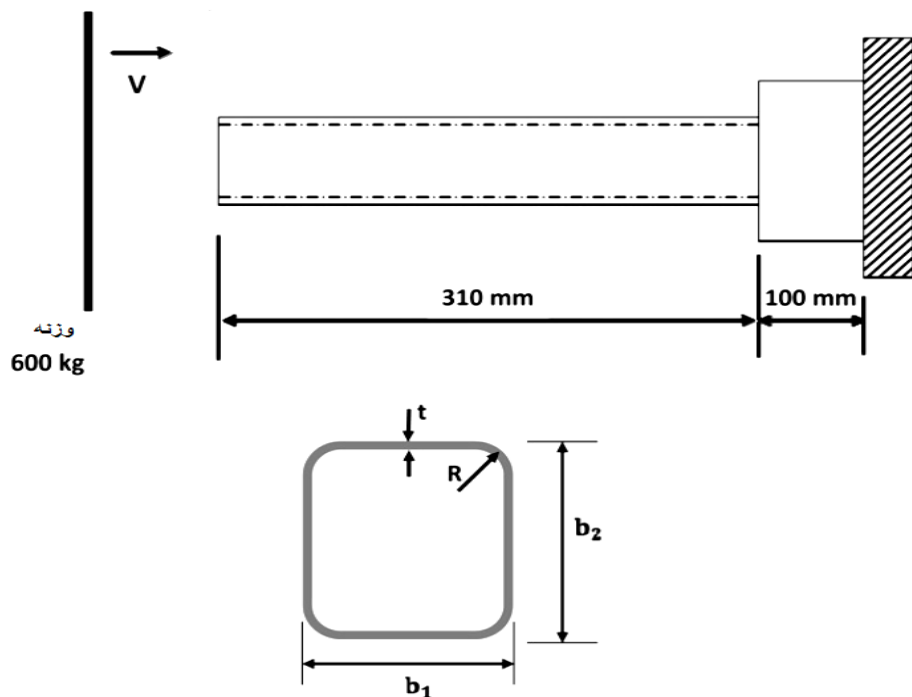
جهت صحت سنجی نتایج بدست آمده را با نتایج مقاله [۱۰] مقایسه کرده و جهت بهبود جذب ضربه در انتهای سرشاسی از یک دمپر ویسکوز استفاده شده است.

۳-۳-۱- تشریح کامل روش تحقیق

در حالت شبه استاتیکی مطابق شکل (۳-۴) یک نیروی ۲۵۰ کیلو نیوتنی بر قوطی عمودی اعمال می شود و در حالت دینامیکی مطابق شکل (۳-۵) یک وزنه ۶۰۰ کیلو گرمی با سرعت ۵ متر بر ثانیه به قوطی افقی برخورد می نماید که پس از مچالگی نیرو دمپ می شود.



شکل (۳-۴) شماتیک حالت شبه استاتیکی به قوطی شاسی



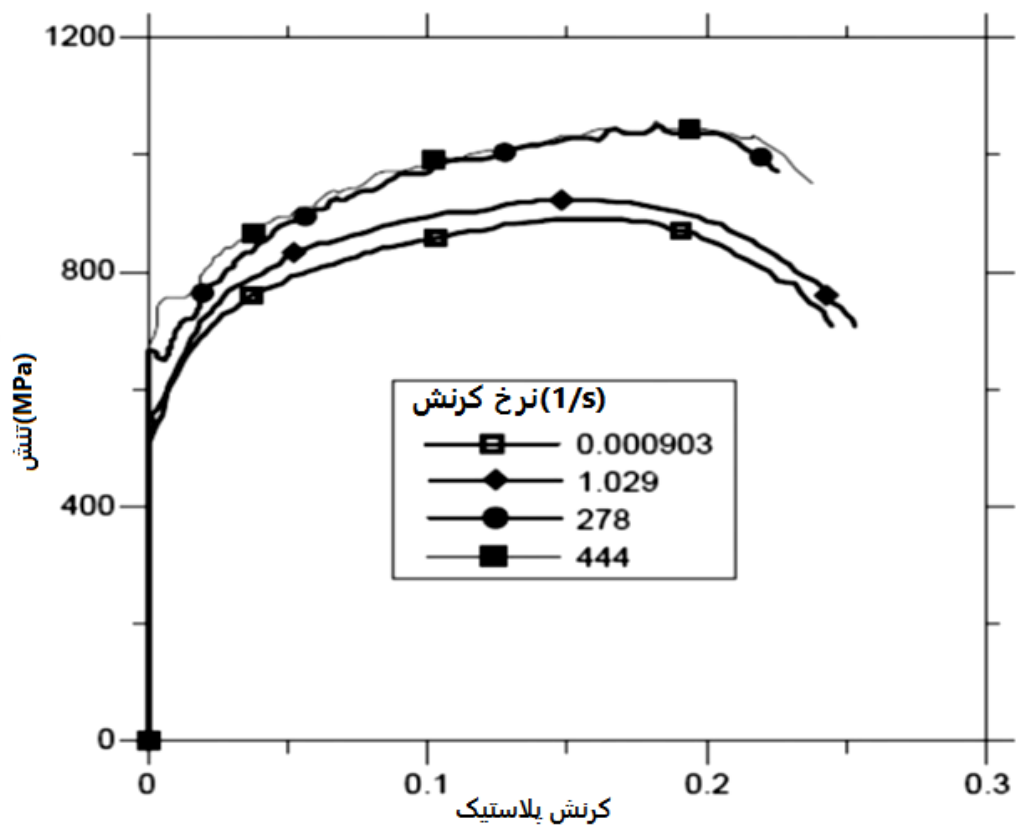
شکل (۵-۳) شماتیک برخورد وزنه ۶۰۰ کیلوگرمی به قوطی شاسی

در تحلیل مسائل دینامیکی ضربه یا برخورد از روش انتگرال گیری مستقیم استفاده می شود. انتگرال گیری عددی می تواند به یکی از دو روش ضمنی^۱ یا صریح^۲ انجام شود. روش صریح برای تحلیل در مسائل شبیه سازی دینامیکی ضربه با سرعت بالا و تماس های پیچیده مناسب تر است.

۳-۴- جنس مصالح

در این مقاله قوطی شاسی از جنس فولاد DP800 با مقاومت بالا طبق نمودار تنش - کرنش زیر می باشد.

1 Implicit
2 Explicit



نمودار (۱-۳) تنش و کرنش پلاستیک با نمایش نرخ کرنش

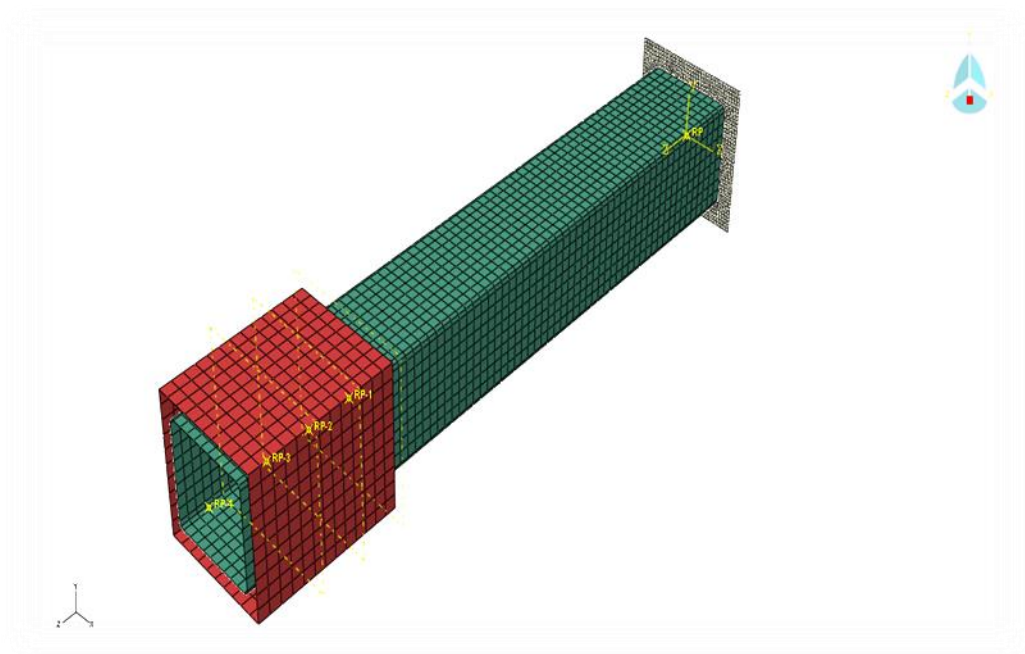
دانشیته قوطی شاسی ۷۸۵۰ کیلو گرم بر متر مکعب، مدول یانگ ۱۹۵ گیگاپاسکال و ضریب پواسن ۰/۳۳ می باشد.

۵-۳-ابعاد

جدول (۱-۳) ابعاد قوطی شاسی

	b_1	b_2	t	R
Ref.[10]	59.3	58.0	1.18	3
آزمایشگاهی	59.3	58.0	1.18	3
بررسی شده	59.3	58.0	1.18	3

در شکل (۳-۶) مدل المان محدود شاسی در نرم افزار آباکوس نمایش داده شده است. در مش بندی قطعات از المان های مربع خطی چهار گرهی استفاده شده است.



شکل (۳-۶) نمایش مدل المان محدود شاسی در نرم افزار آباکوس

۳-۶- تعریف معادله حاکم و شرایط مرزی مسئله

$$M\ddot{U} + F(U, T) = R(t) \quad (۱-۳)$$

در معادله (۳-۱) M ماتریس جرم U بردار جابجایی و F نیرو می باشد.

مسئله مطرح شده عبارت است از برخورد یک صفحه صلب با جرم ۶۰۰ کیلو گرم به یک قوطی فولادی با مشخصات تعریف شده در بخش قبلی. طول کلی این قوطی برابر ۴۳۰ میلی متر در نظر گرفته شده است و از این طول باید به اندازه ۱۰۰ میلی متر از انتهای قوطی بصورت تکیه گاه گیردار تعریف شود [10]. برای تعریف تکیه گاه گیردار، انتهای قوطی را درون یک قوطی بزرگتر و با مشخصات استحکامی بسیار قوی تر قرار داده و در اتصال ناحیه تداخل آنها هر ۶ درجه آزادی گره ها بر روی هم بسته می شود. این کار از صلبیت کامل انتهای قوطی جلوگیری می کند و باعث می گردد که انتهای گیردار قوطی بتواند تغییر مکان های بسیار کوچک از نوع انتقالی یا دورانی داشته باشد (این موضوع برای فرم صحیح کمانش دیواره های قوطی در حین برخورد لازم است و در غیر این صورت مسئله تبدیل می شود به قوطی با طول ۳۱۰ میلی متر و انتهای گیردار صلب)

صفحه برخورد کننده با قوطی با جرم ۶۰۰ کیلو گرم از نوع صلب تعریف می‌شود و تماس بین آنها در نرم‌افزار بصورت تماس سخت^۱ در نظر گرفته شده است که اجازه هیچگونه نفوذ بین دو جسم را نمی‌دهد.

از نقطه نظر چگونگی تعریف نیروی ضربه، در اینجا دو نوع مسئله تعریف می‌شود. در مسئله نوع اول صفحه صلب با نیروی ۲۵۰۰۰۰ نیوتن به قوطی برای حل این مسئله از روش شبه استاتیکی استفاده شده است.

در مسئله نوع دوم صفحه صلب با سرعت ۵ متر بر ثانیه به قوطی برخورد می‌کند. برای حل این مسئله از روش دینامیکی صریح^۲ استفاده شده است.

۷-۳- فرمول‌ها

در حل تحلیلی تابع تنش مؤثر نسبت به کرنش مؤثر [۱۰] به شرح زیر است:

$$\bar{\sigma}(\bar{\epsilon}) = \left(\sigma_0 + \sum_{i=1}^2 Q_i (1 - \exp(-C_i \bar{\epsilon})) \right) \left(1 + \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{\epsilon}_0} \right)^q \quad (۲-۳)$$

که در آن σ_0 (N/mm²) تنش تسلیم اولیه، Q_i و C_i ضرایب سختی کرنش، $\dot{\bar{\epsilon}}$ (1/s) نرخ کرنش مؤثر، $\bar{\epsilon}_0$ نرخ کرنش اولیه و q ثابت مواد می‌باشد.

میانگین نیروی شبه استاتیکی قوطی شاسی [۲۱] بصورت تابع زیر است.

$$P_m^s = 13.06 s_0 t^2 \left(\frac{b}{t} \right)^{1/3} \quad (۳-۳)$$

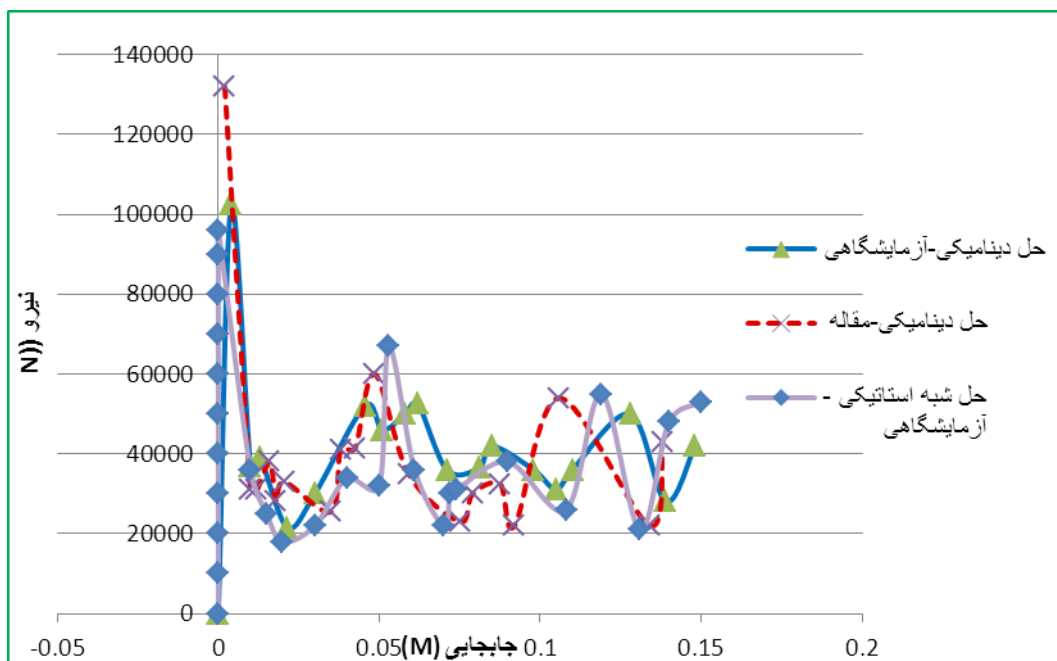
که در آن S_0 (N/mm²) تنش اولیه مهندسی، b (mm) طول و t (mm) ضخامت می‌باشد. با بدست آوردن مقدار میانگین نیروی شبه استاتیک می‌توان مقدار میانگین نیروی دینامیکی [۲۱] را طبق تابع زیر بدست آوریم.

$$P_m^d = P_m^s \left[1 + \left(0.33 \frac{v_i}{bD} \right)^{1/p} \right] \quad (۴-۳)$$

که در آن v_i (m/s) سرعت، D و P به ترتیب ضریب و توان کوپر-سایموندز^۳ می‌باشد.

$$D = 100000 \text{ و } p = 2.8341$$

1 hard contact
2 dynamic-explicit
3 Cowper-symonds



نمودار (۳-۲) حل دینامیکی و شبه استاتیکی

در نمودار (۳-۲) خط آبی ممتد با نماد مثلث حل دینامیکی آزمایشگاهی با سرعت ۵ متر بر ثانیه، خط منقطع با نماد ضربدر حل دینامیکی مقاله و خط ممتد با نماد لوزی حل شبه استاتیکی آزمایشگاهی است [۱۰] که جز، داده‌های مسئله جهت مقایسه با نتایج بدست آمده در فصل چهار می‌باشد.

فصل چهارم

نتایج و تفسیر آنها

۴-۱- هدف

هدف از این فصل پس از تحلیل حالت شبه استاتیکی و دینامیکی بدست آوردن گراف‌های آنها و مقایسه نمودن نتایج با نتایج حاصل از حل مقاله [۱۰] و حل آزمایشگاهی می‌باشد که با بدست آوردن نتایج مطلوب می‌توان به صحت نتایج بدست آمده پی برد و ادامه روند را با اضافه نمودن دمپر ویسکوز انجام داد.

با اضافه نمودن دمپر میانگین نیروی حالت شبه استاتیکی و حالت دینامیکی نسبت به حالت با دمپر کمتر خواهد شد که نتیجه حاصل به منظور کاهش اعمال نیرو به کابین سرنشین و نهایتاً خود سرنشین است.

۴-۲- تحلیل شبه استاتیکی

بارگذاری یا فرآیند شبه استاتیک بدین معناست که در یک لحظه خاص از زمان، می‌توان مسئله را استاتیک فرض کرد. در واقع حالت مسئله در این لحظه بسیار به حالت قبلی نزدیک است. این فرض زمانی که تأثیرات اینرسی بسیار کم باشند به خوبی عمل خواهد کرد. واژه شبه استاتیک معمولاً برای مسائل غیرخطی بکار برده می‌شود.

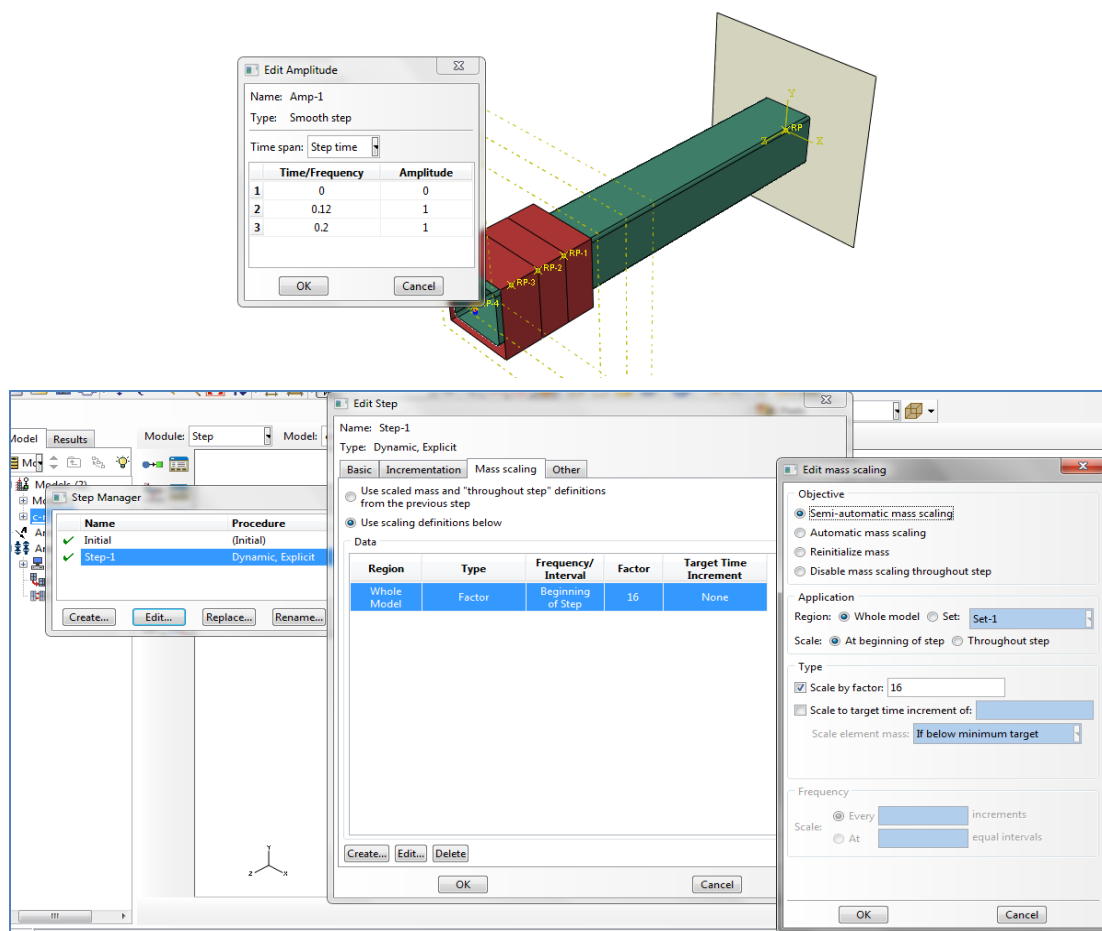
در این تحلیل بجای ملاحظه سرعت برخورد، نیروی برخورد ۲۵۰۰۰۰ نیوتن در نظر گرفته شده است. در این شبیه‌سازی از تحلیل شبه استاتیکی استفاده می‌شود. این روش آنالیز برای مسائل دینامیکی با تغییر شکل‌های بزرگ، مسائل دینامیکی با تماس‌های پیچیده و همچنین مسائل دینامیکی با اعمال نیروهایی با نرخ بارگذاری مشخص و غیر ضرب‌هایی کاربرد دارد. برای استفاده از این تحلیل باید یکی از دو تحلیلگر صریح یا ضمنی بکار گرفته شود و برای تعیین نرخ بارگذاری در بخش شرایط مرزی نرم‌افزار از تعریف یک دامنه استفاده می‌شود و با بکارگیری تکنیک مقیاس جرم^۲ در بخش گام^۳ معادلات مسئله حل می‌شوند. لازم به ذکر است که استفاده از تکنیک مقیاس جرم باعث بالا بردن گام زمانی حل و سریع نمودن تحلیل می‌شود.

در اینجا از تحلیلگر صریح استفاده شده است. شکل شماره (۴-۱) نحوه تعریف دامنه و مقیاس جرم را نشان می‌دهد. طبق شکل نیروی برخورد ۲۵۰ کیلو نیوتن در زمان ۰/۱۲ ثانیه از صفر به

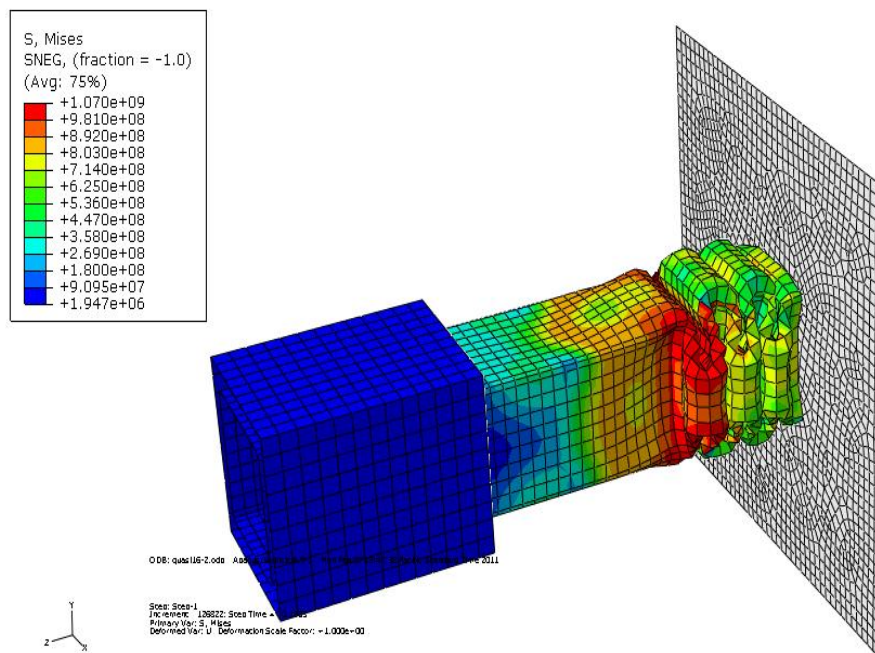
1 Amplitude
2 Mass scale
3 step

نهایت می‌رسد و به مدت ۰/۰۸ ثانیه هم ثابت باقی می‌ماند تا آخرین عکس‌العمل سازه قوطی اتفاق بیفتد. همچنین از مقیاس جرم با ضریب ۱۶ در تحلیل استفاده شده است.

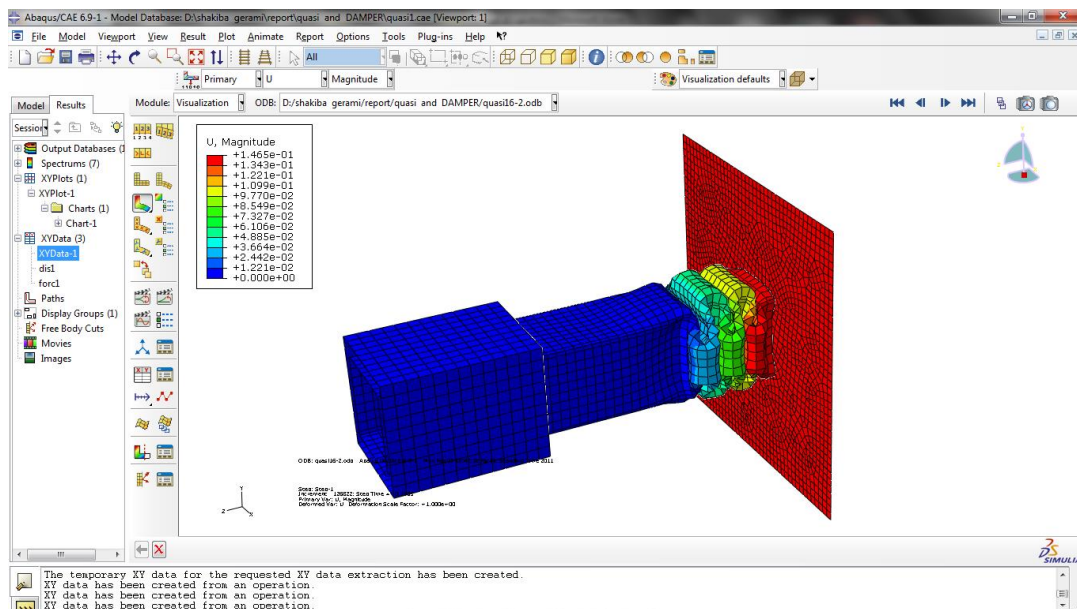
لازم به ذکر است استفاده از حل گر استاتیکی بجای روش شبه استاتیک برای حل این مسئله غیرممکن است. دلیل این موضوع آنست که تغییر شکل‌های به فرم مچالگی قوطی از نوع تغییر شکل‌های بسیار بزرگ محسوب می‌شود و در حل مسئله باید از روش‌های غیر خطی استفاده شود که با توجه با میزان این تغییر شکلهای و تماس‌های پیچیده بین المانها استفاده از روش‌های استاندارد آباکوس را غیر ممکن می‌سازد (حل گر استاتیکی به محض بزرگ شدن میزان تغییر شکلهای و ایجاد تماس‌های پیچیده بین المانها پیغام ناپایداری و خطائی دهد).



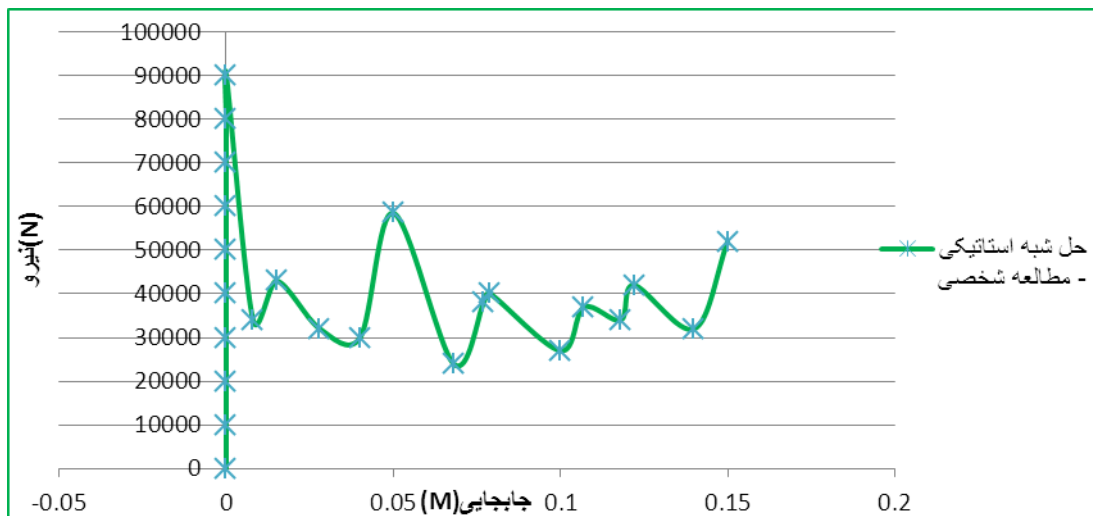
شکل (۴-۱) نمایش نحوه تعریف amplitude, mass scale



شکل (۴-۲) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان‌های شاسی در انتهای زمان

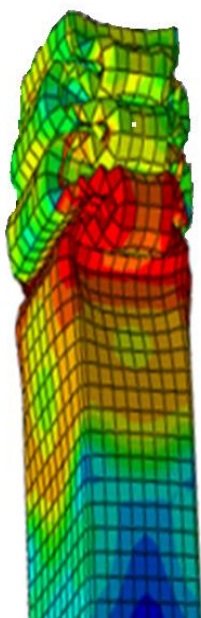


شکل (۴-۳) نمایش کانتور جابجایی و تغییر شکل المان‌های شاسی در انتهای زمان

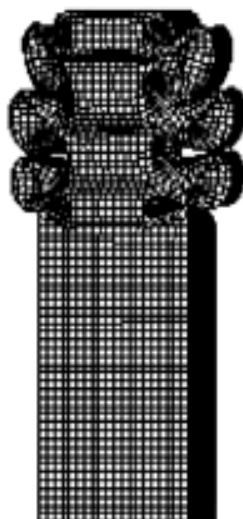


نمودار (۴-۱) نیرو-جابجایی برای تحلیل شبه استاتیکی

نمودار (۴-۱) مقدار نیرو به جابجایی در تحلیل شبه استاتیکی را نشان می‌دهد. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس ماکسیمم نیروی اعمال شده به سرشاسی ۹۲/۵ کیلو نیوتن و مقدار میانگین نیروی اعمال شده به سرشاسی ۳۸/۸۳۶ کیلو نیوتن می‌باشد.



حل آباکوس



حل مقاله

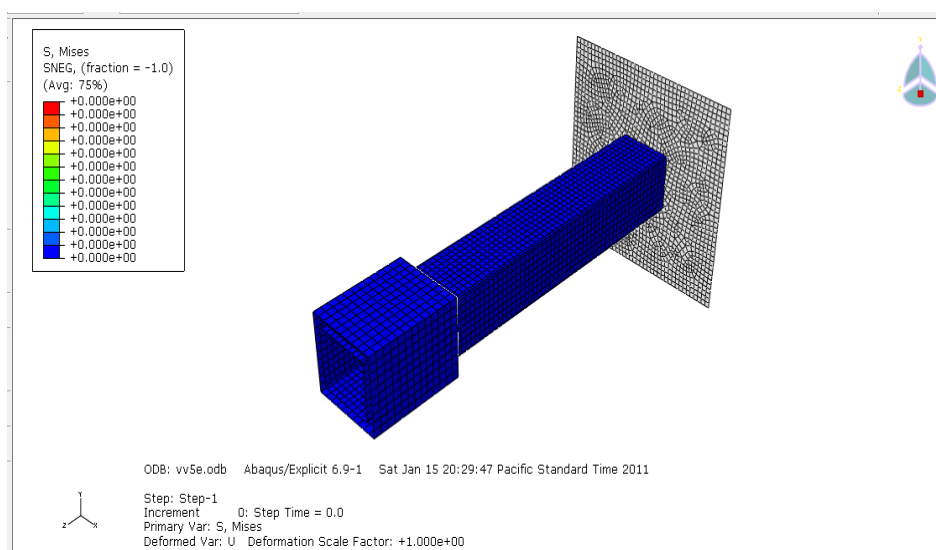


حل آزمایشگاهی

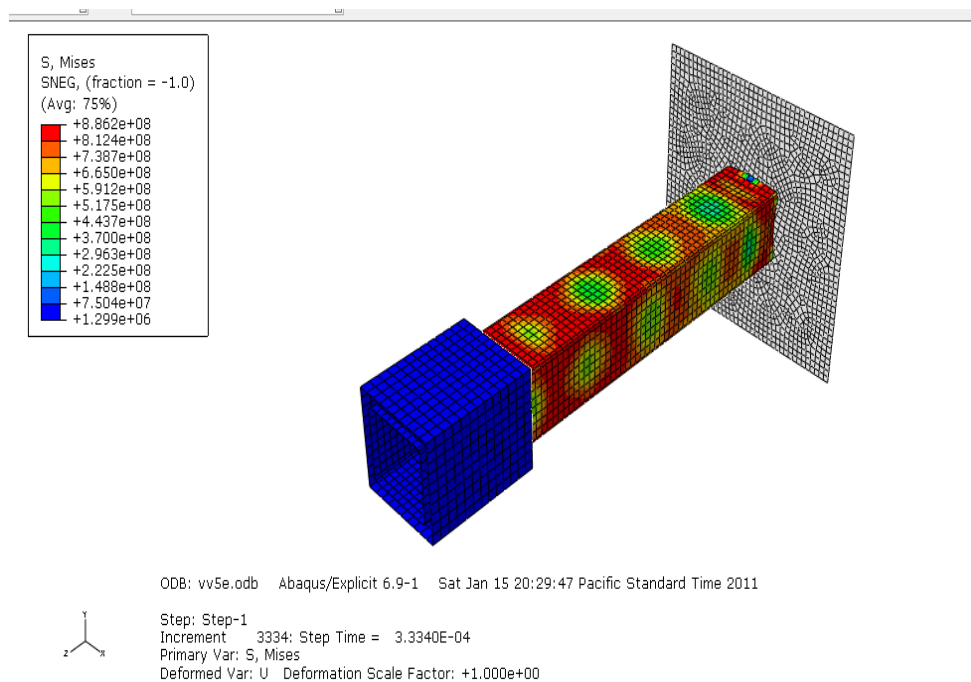
شکل (۴-۴) شکل شاسی در حالت شبه استاتیکی

شکل (۴-۴) تغییر شکل قوطی شاسی در حالت شبه استاتیکی در انتهای زمان برخورد را نشان می‌دهد.

۳-۴- شبیه‌سازی و تحلیل ضربه در حالت برخورد با سرعت ۵ متر بر ثانیه
 کل فرآیند برخورد در زمان ۰,۰۶۶ ثانیه انجام می‌گیرد و تحلیل صریح در آباکوس این شبیه‌سازی را در تعداد ۶۵۹۹۹۵ گام تحلیل می‌کند.

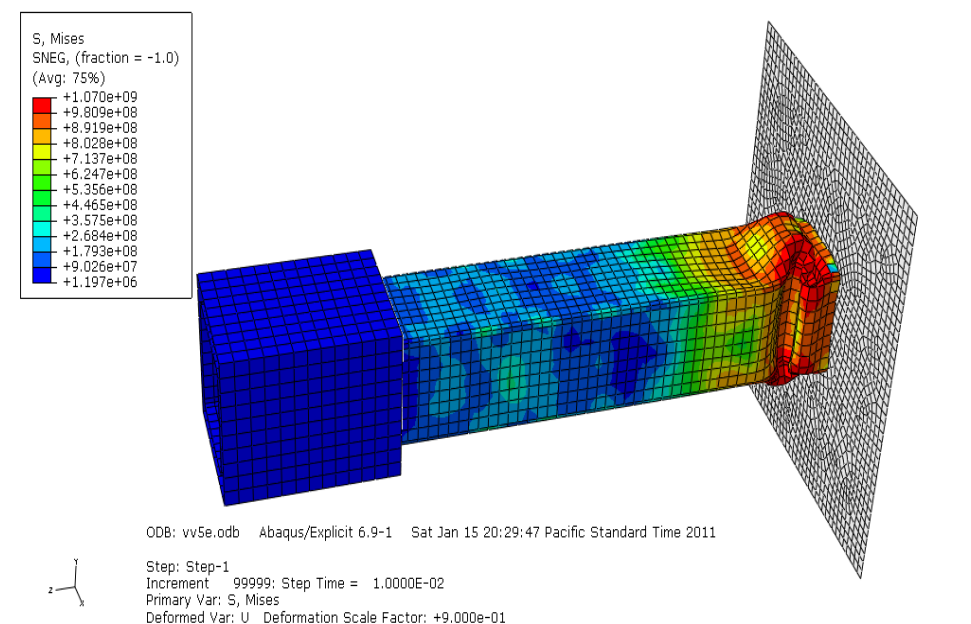


شکل (۴-۵) نمایش مدل المان محدود مسئله در زمان اولیه

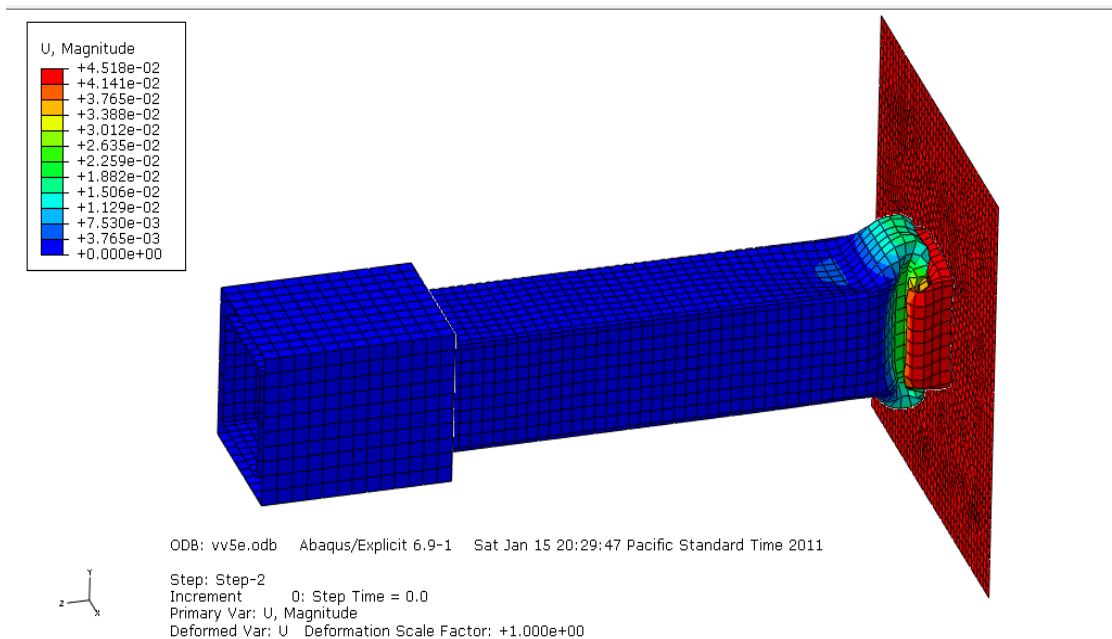


شکل (۴-۶) نمایش کانتور تنش ون مایز روی المان‌های شاسی در لحظه ۰,۰۰۰۳۳ ثانیه

شکل (۴-۷) نهایت تغییر شکل الاستیک المان‌های شاسی و شروع تغییر شکل‌های پلاستیک را نشان می‌دهد.

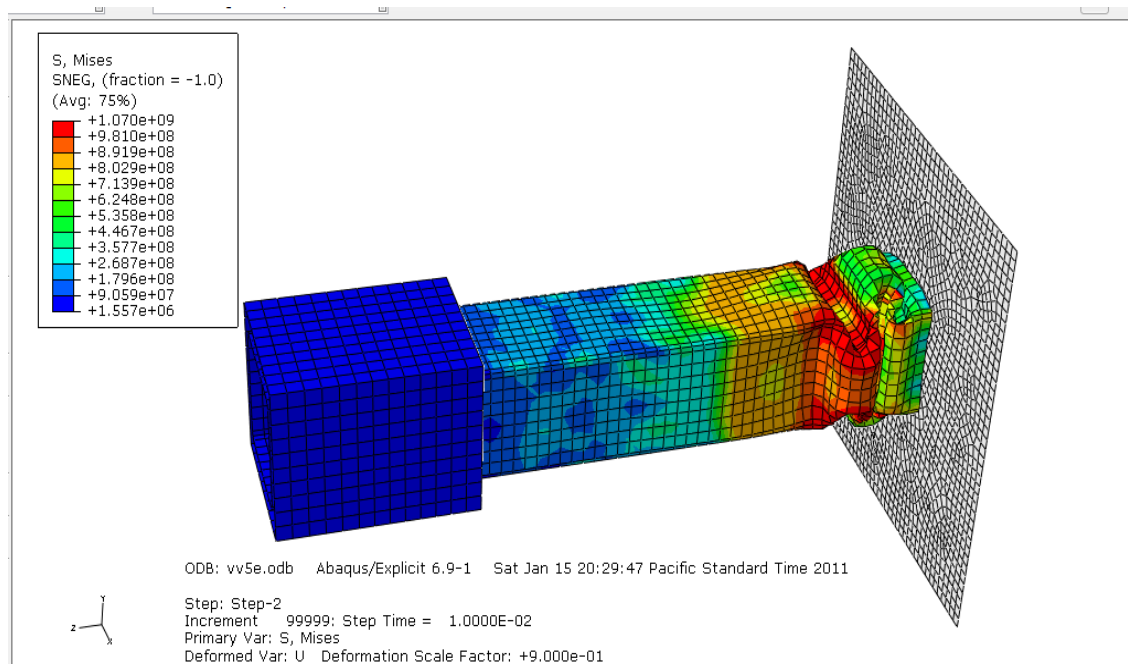


شکل (۴-۷) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان‌های شاسی در لحظه ۰,۰۱ ثانیه

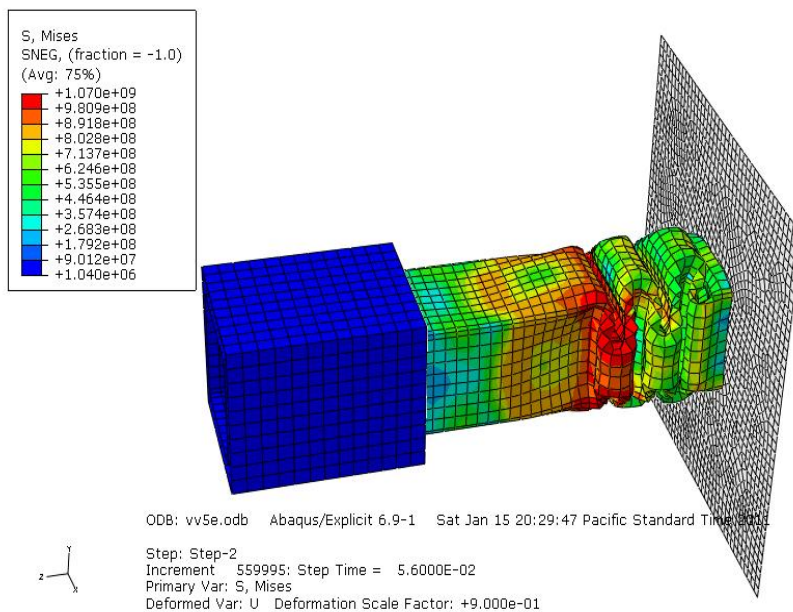


شکل (۸-۴) نمایش تغییر شکل و جابجایی صفحه ضربه زننده در لحظه ۰/۱ ثانیه

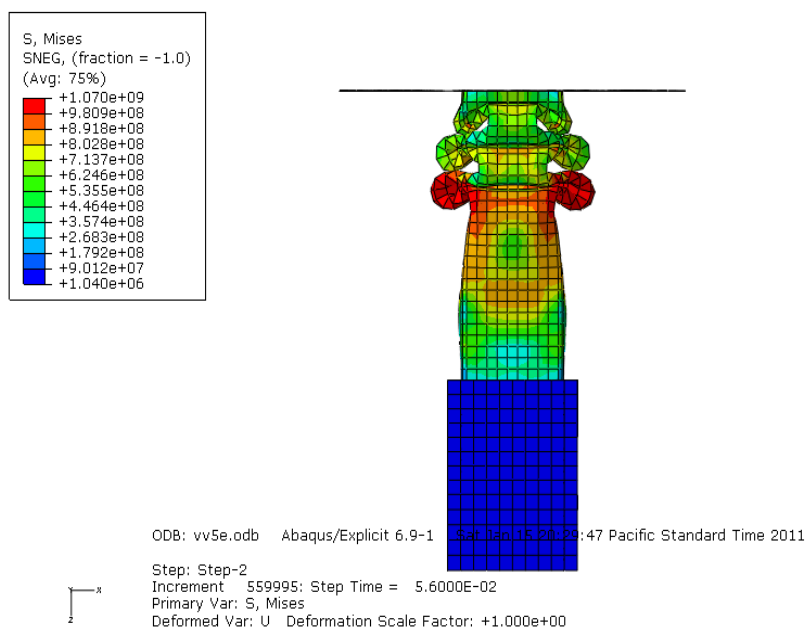
در این لحظه صفحه ضربه زننده بدنه قوطی را به میزان 4.51cm مچاله کرده است [شکل (۸-۴)].



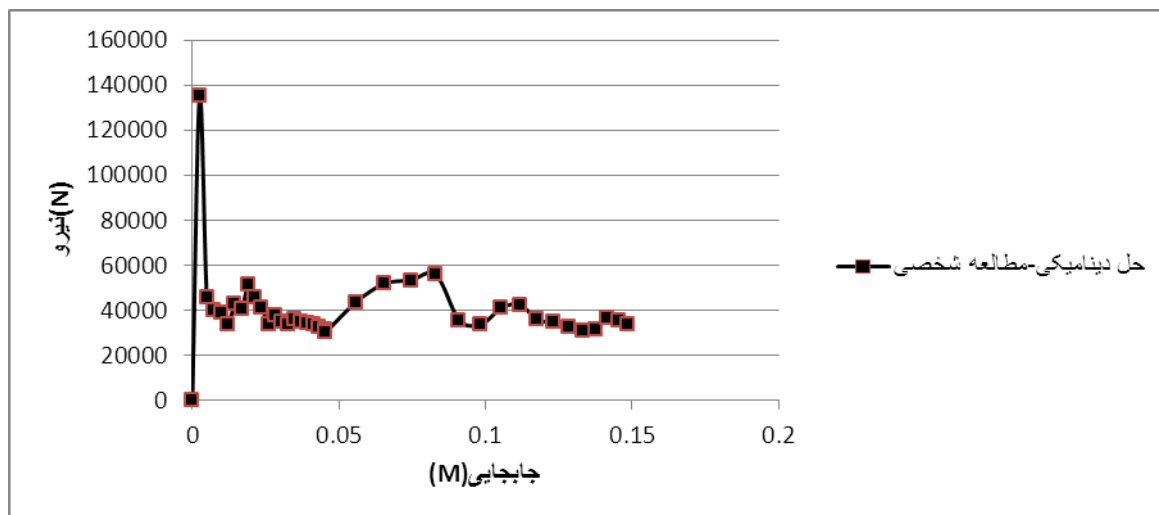
شکل (۹-۴) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان‌های شاسی در لحظه ۰,۰۲ ثانیه



شکل (۴-۱۰) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان‌های شاسی در لحظه ۰.۰۶۶ ثانیه



شکل (۴-۱۱) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان‌های شاسی در انتهای زمان برخورد

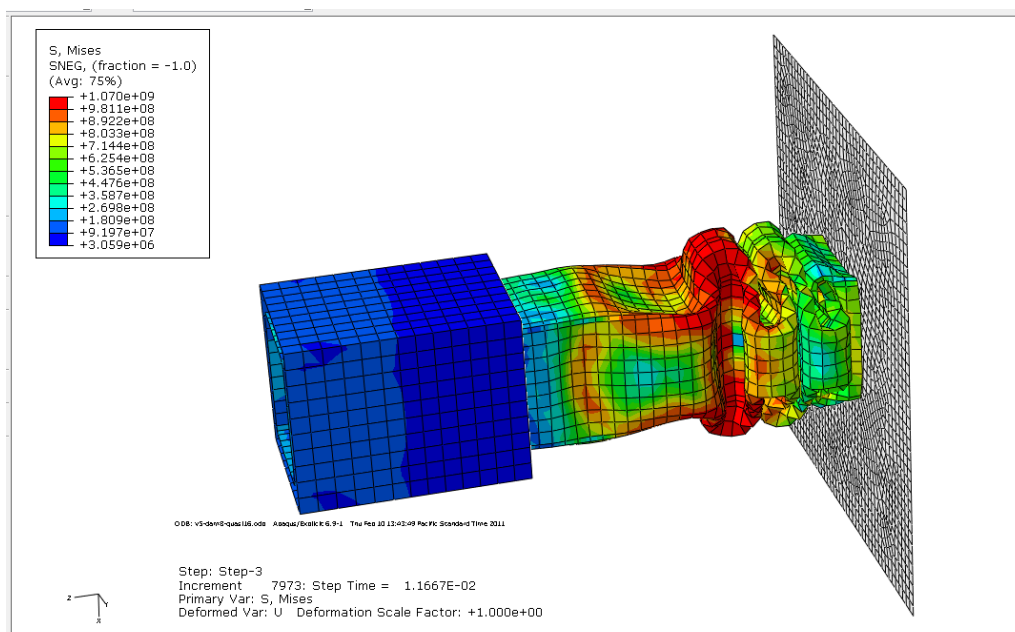


نمودار (۲-۴) نمایش نمودار نیرو-جابجایی در حالت ۵ متر بر ثانیه

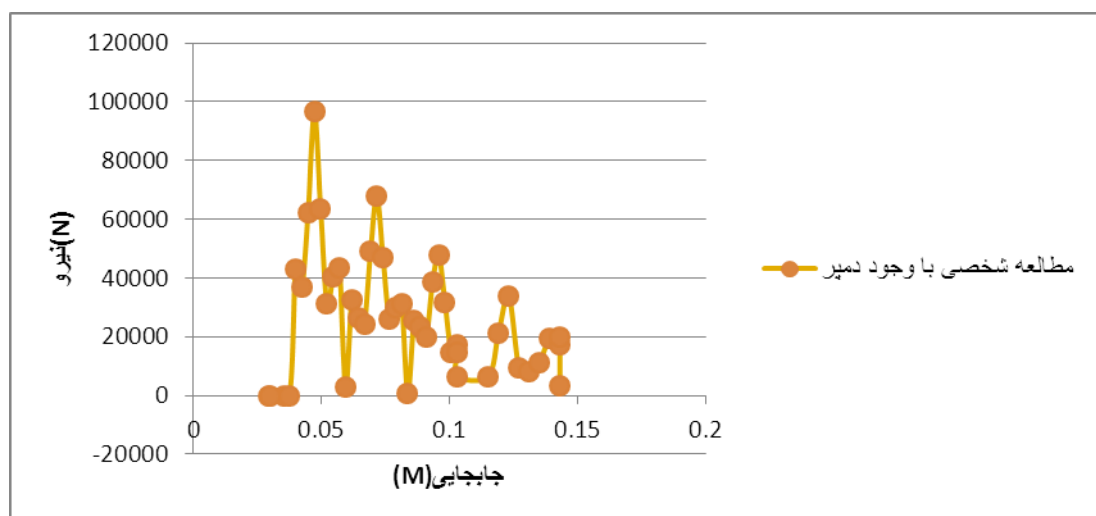
نمودار (۲-۴) مقدار نیرو به جابجایی در تحلیل دینامیکی با سرعت ۵ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس، ماکسیمم نیروی اعمال شده به سرشاسی ۱۳۲ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۴۰/۶۰۳ کیلو نیوتن می‌باشد.

۴-۴- شبیه سازی و تحلیل برخورد با سرعت ۵ متر بر ثانیه با در نظر گرفتن دمپر در انتهای تکیه‌گاه

در صورت اضافه کردن دمپر، با ملاحظه ضریب دمپینگ ویسکوز $\zeta=0.8$ ، باید یک کورس جابجایی مجاز برای دمپر تعریف شود که تکیه‌گاه صلب انتهایی قوطی می‌تواند به اندازه کورس دمپر حرکت کند، در واقع تنها قید قوطی در جهت حرکت دمپر خود دمپر می‌شود.

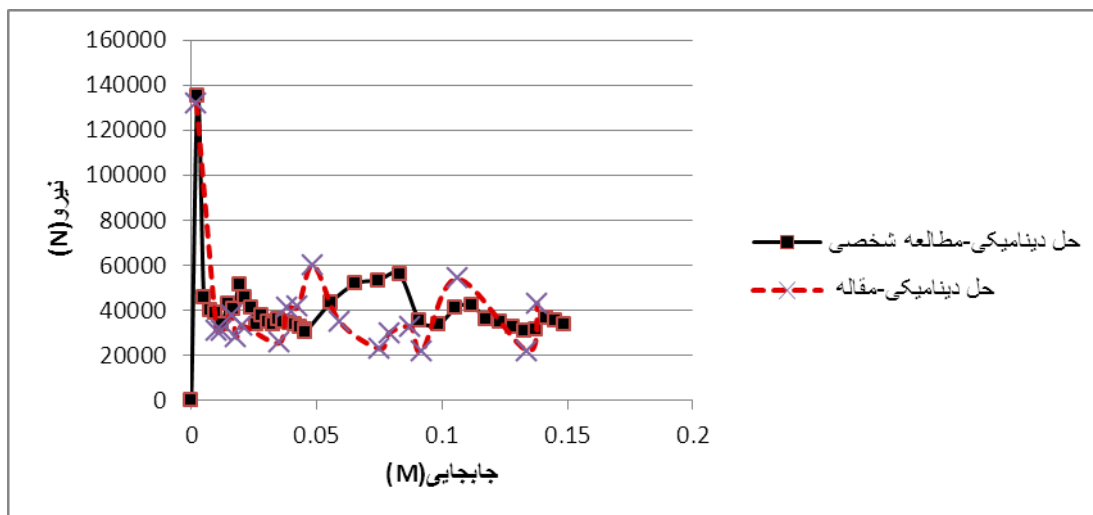


شکل (۱۲-۴) نمایش کانتور تنش و تغییر شکل المان‌های شاسی در انتهای زمان برخورد در حالت در نظر گرفتن دمپر



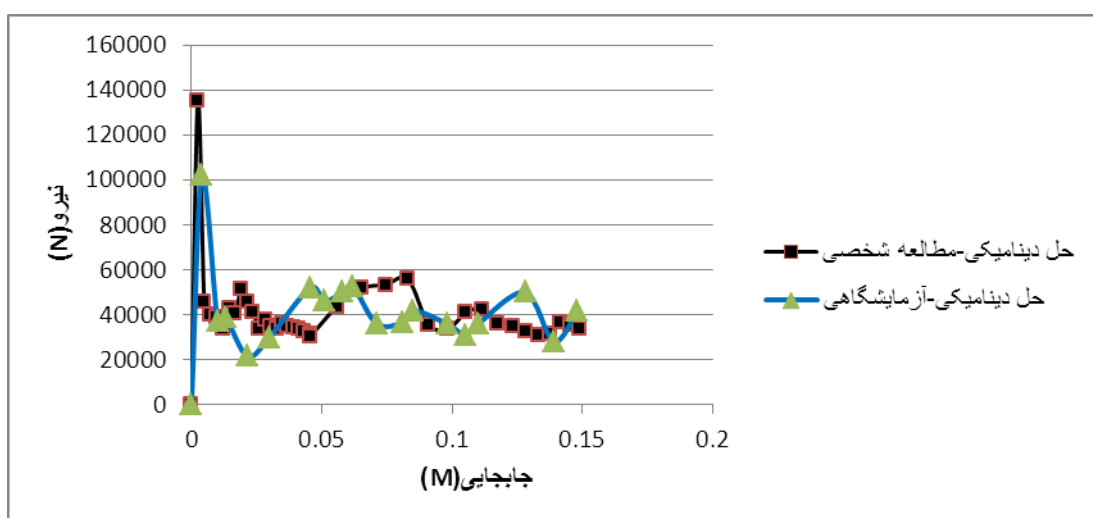
نمودار (۳-۴) نمایش نمودار تحلیل دینامیکی در سرعت ۵ متر بر ثانیه با اضافه نمودن دمپر

نمودار (۳-۴) مقدار نیرو به جابجایی تحلیل دینامیکی سر شاسی در سرعت ۵ متر بر ثانیه با اضافه نمودن دمپر را نشان می‌دهد. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس مقدار ماکسیمم نیروی اعمال شده به سر شاسی ۹۶/۵ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۲۶/۱۴ کیلو نیوتن می‌باشد.



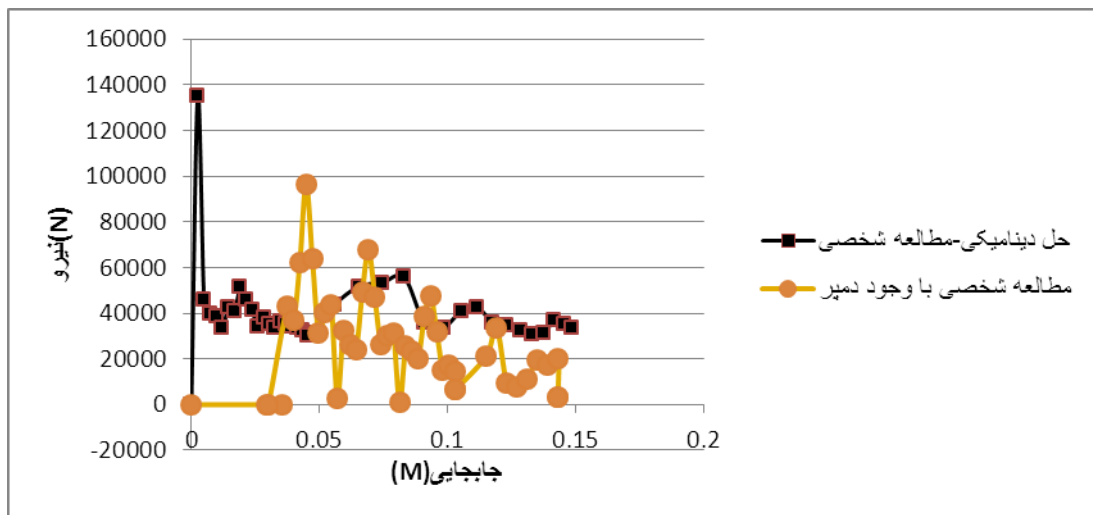
نمودار (۴-۴) مقایسه حل دینامیکی نسبت به مقاله [۱۰]

در نمودار (۴-۴) حل دینامیکی آباکوس با حل دینامیکی مقاله [۱۰] مقایسه شده است. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس، ماکسیمم نیروی اعمال شده به سرشاسی ۱۳۲ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۴۰/۶۰۳ کیلو نیوتن می باشد همچنین در مقاله [۱۰] مقدار ماکسیمم نیرو ۱۳۱ کیلو نیوتن و مقدار میانگین نیرو اعمال شده ۳۶/۴ کیلو نیوتن بدست آمده است.



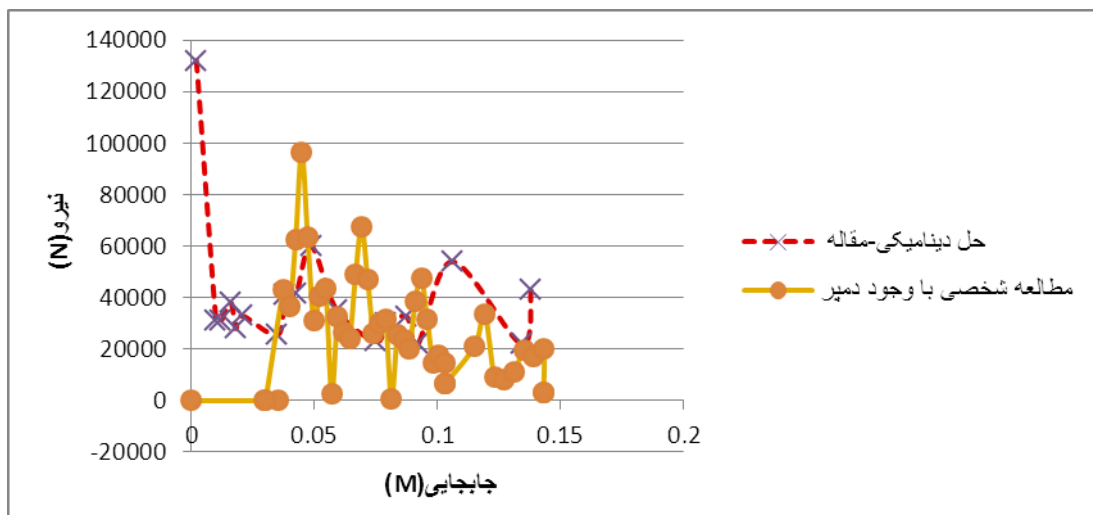
نمودار (۴-۵) مقایسه حل دینامیکی نسبت به حل دینامیکی آزمایشگاهی

در نمودار (۴-۵) حالت دینامیکی نرم افزار آباکوس با حالت دینامیکی آزمایشگاهی مقایسه شده است. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس، ماکسیمم نیروی اعمال شده به سرشاسی ۱۳۲ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۴۰/۶۰۳ کیلو نیوتن می باشد همچنین در حالت آزمایشگاهی مقدار ماکسیمم نیرو اعمال شده ۱۰۲ کیلو نیوتن و مقدار میانگین نیرو اعمال شده ۳۹/۲ کیلو نیوتن می باشد.



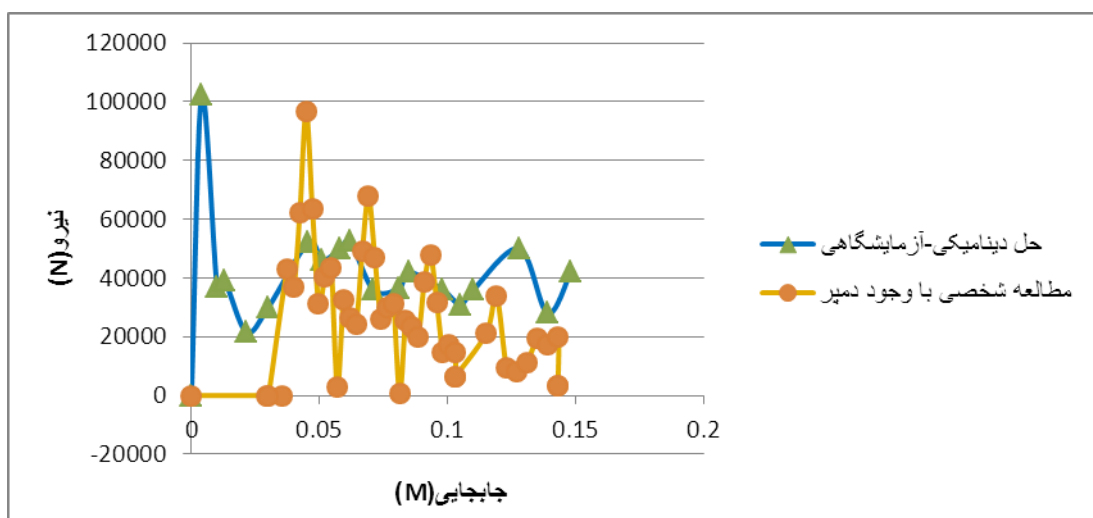
نمودار (۴-۶) مقایسه حل دینامیکی در حالت با دمپر و بدون دمپر

نمودار (۴-۶) حل دینامیکی در حالت با دمپر و بدون دمپر را مقایسه کرده است. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس، در حالت با دمپر مقدار ماکسیمم نیروی اعمال شده به سرشاسی ۹۶/۵ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۲۶/۱۴ کیلو نیوتن می باشد همچنین در حالت بدون دمپر ماکسیمم نیروی اعمال شده به سرشاسی ۱۳۲ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۴۰/۶۰۳ کیلو نیوتن می باشد.



نمودار (۴-۷) مقایسه حل دینامیکی مقاله نسبت به حالت با دمپر

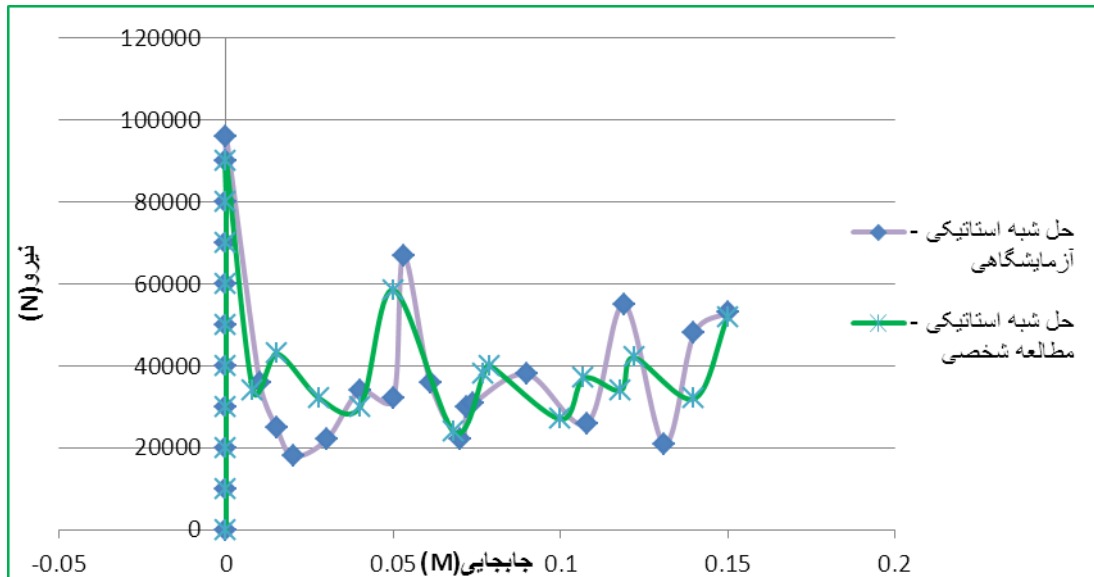
نمودار (۴-۷) حل دینامیکی مقاله [۱۰] را با حل دینامیکی سر شاسی با وجود دمپر مقایسه کرده است. در مقاله [۱۰] مقدار ماکسیمم نیرو ۱۳۱ کیلو نیوتن و مقدار میانگین نیرو اعمال شده ۳۶/۴ کیلو نیوتن همچنین در حالت با دمپر مقدار ماکسیمم نیروی اعمال شده به سر شاسی ۹۶/۵ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۲۶/۱۴ کیلو نیوتن می باشد.



نمودار (۴-۸) مقایسه حالت دینامیکی آزمایشگاهی نسبت به حالت با دمپر

نمودار (۴-۸) حالت دینامیکی آزمایشگاهی نسبت به حالت دینامیکی با دمپر را مقایسه کرده است. در حالت آزمایشگاهی مقدار ماکسیمم نیرو اعمال شده ۱۰۲ کیلو نیوتن و مقدار میانگین نیرو

اعمال شده ۳۹/۲ کیلو نیوتن می باشد همچنین در حالت با دمپر مقدار ماکسیمم نیروی اعمال شده به سر شاسی ۹۶/۵ کیلو نیوتن و میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۲۶/۱۴ کیلو نیوتن می باشد.



نمودار (۹-۴) مقایسه حالت شبه استاتیکی آزمایشگاهی و حالت شبه استاتیکی مطالعه شخصی

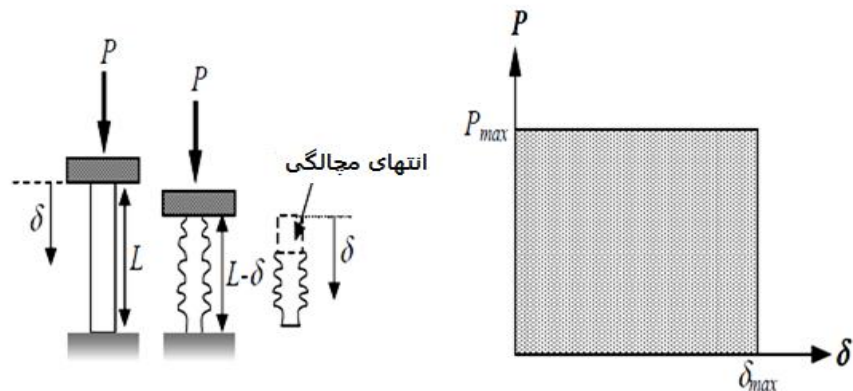
نمودار (۹-۴) حالت شبه استاتیکی آزمایشگاهی و حالت شبه استاتیکی نرم افزار آباکوس را مقایسه کرده است. طبق نتایج بدست آمده به کمک نرم افزار آباکوس ماکسیمم نیروی اعمال شده به سر شاسی ۹۲/۵ کیلو نیوتن و مقدار میانگین نیروی اعمال شده به سر شاسی ۳۸/۸۳۶ کیلو نیوتن همچنین در حالت آزمایشگاهی ماکسیمم نیرو اعمال شده ۹۵/۵ کیلو نیوتن و میانگین نیرو ۳۶/۲ می باشد.

۴-۵- میزان انرژی جذب شده

در حالت شبه استاتیکی و دینامیکی مقدار انرژی به تیوب شاسی وارد شده پس از اعمال نیرو قسمتی از انرژی در اثر تغییر شکل های انبساطی تلف می شود و درصدی از انرژی در اثر خمش در جهات گوناگون جذب می شود و نهایتاً طی پیمودن کورسی تیوب مچاله می شود که انرژی جذب شده از رابطه زیر بدست می آید.

$$E_a = \int_0^{\delta^{max}} P \delta d\delta \quad (۴-۱)$$

که در آن P نیرو و δ جابجایی می‌باشد.



شکل (۴-۱۳) نمایش حالت شبه استاتیکی با رسم نمودار

در نمودار نیرو به جابجایی مقدار نیرو ماکسیمم و میانگین نیرو اعمال شده به قوطی شاسی نشان داده شده است که میانگین نیرو در این مقاله بسیار مهم است، هر چقدر میانگین نیرو کمتر باشد یعنی نیروی کمتری به سر نشین اعمال می‌شود.

$$P_m = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} P \delta d\delta \quad (۴-۲)$$

طبق نتایج بدست آمده در فوق مقدار میانگین نیرو در حالت شبه استاتیکی ۳۸/۸۳۶ کیلو نیوتن، در حالت دینامیکی ۴۰/۶۰۳ کیلو نیوتن و نهایتاً در حالت با دمپر ۲۶/۱۴۰ کیلو نیوتن می‌باشد در صورتی که میانگین نیروی شبه استاتیکی در حالت آزمایشگاهی ۳۶/۲، در مقاله [۱۰] ۳۷/۱ کیلو نیوتن، میانگین نیروی دینامیکی در حالت آزمایشگاهی ۳۹/۲ و در مقاله [۱۰] ۳۶/۴ کیلو نیوتن می‌باشد.

لازم به ذکر است ماکسیمم نیروی تکیه گاهی در حالت شبه استاتیکی ۹۲/۵ کیلو نیوتن، در حالت دینامیکی ۱۳۲ کیلو نیوتن و با وجود دمپر به ۹۶/۵ کیلو نیوتن می‌رسد. نتایج فوق نشان می‌دهد با وجود دمپر نیروی کمتری به تکیه گاه و نهایتاً به سر نشین خودرو اعمال می‌شود.

فصل پنجم

جمع بندی و پیشنهادها

۵-۱-هدف

در این کتاب روی قوطی شاسی تحلیل شبه استاتیکی و دینامیکی انجام شد و نتایج آن با نتایج مقاله مقایسه شد و نتایج بدست آمده رضایت بخش بود.

در قسمت انتهایی شاسی با قرار دادن دمپر ویسکوز با ضریب دمپینگ ۰/۸ در جهت انتهایی قوطی شاسی قرار گرفته شد که باعث جذب انرژی بیشتری نسبت به حالت قبل گردید.

زمانی که خودرو به یک جسم صلب برخورد می کند درصدی از انرژی توسط اجزای جلوی خودرو مانند سپر، محافظ سپر، ضربه گیرهای داخل سپر، قوطی زیر رادیاتور، سینی جلو، سرشاسی های جلو، سینی شاسی های جلو، دیواره های شاسی جلو، گلگیرهای جلو، کاپوت و سینی پشت موتور جذب می شود که در این پایان نامه دمپر ویسکوز به اجزای فوق اضافه شده و موجب می شود انرژی کمتری به سرنشین اعمال شود. زمانی که یک خودرو با یک جسم تصادف می کند، در یک بازه زمانی سرعت آن به صفر خواهد رسید. هرچه این زمان بیشتر باشد، نیروی کمتری به سرنشین اعمال می شود، به عنوان مثال، اگر سر انسان به دیوار برخورد کند نهایتاً سرعتش به صفر خواهد رسید و همچنین اگر به یک بالشت نرم برخورد کند مدت زمانی که سرعت آن به صفر برسد به حالت قبل بیشتر است.

۵-۲-جمع بندی

ابعاد قوطی شاسی از مقاله [۱۰] جهت طراحی در محیط آباکوس گرفته شد و جنس فولاد DP800 با مقاومت بالا و در نظر گرفتن نرخ کرنش آن جهت خواص مواد در محیط آباکوس در نظر گرفته شد.

در تحلیل شبه استاتیکی یک نیروی هیدولیکی ۲۵۰ کیلو نیوتنی به قسمت بالای قوطی شاسی اعمال شده و در حالت دینامیکی یک وزنه ۶۰۰ کیلو گرمی با سرعت ۵ متر بر ثانیه به قسمت جلوی شاسی برخورد می نماید. لازم به ذکر است طرف دیگر قوطی شاسی صلب می باشد و همچنین یک دمپر ویسکوز در قسمت انتهایی قوطی شاسی با ضریب دمپینگ ۰/۸ قرار گرفته شد. پس از روند حل صریح مسئله با نمودارهای مقاله [۱۰] مقایسه شد که هدف از این نمودارها بدست آوردن میانگین نیرو می باشد، هرچقدر این میانگین نیرو کمتر باشد نیروی کمتری به

سرنشین وارد می‌شود که طی نتایج بدست آمده با قرار دادن دمپر این مقدار میانگین نیرو کمتر شده و نیروی کمتری به سرنشین اعمال می‌شود.

۳-۵-نو آوری

از یک دمپر ویسکوز جهت کم کردن میانگین نیروی وارده به سازه اتومبیل در برخورد از جلو و به حداقل رساندن آن با کمترین هزینه استفاده شده است. دمپر ویسکوز یک پیستون مرکزی بین یک محفظه پر شده از سیال حرکت می‌کند و سیال را از بین روزنه‌هایی در اطراف فشار می‌دهد، سرعت سیال خیلی زیاد بوده، انرژی فشار تقریباً به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود و درصدی از انرژی برخورد را جذب می‌نماید.

۴-۵-پیشنهادهای

الف) با توجه به اینکه خودرویی در علم تصادف مورد تایید است که پس از برخورد، موتور به زیر اتاق تمایل پیدا کند و مانع اعمال ضربه بیشتر به سرنشین شود، پیشنهاد می‌شود در این زمینه مکانیزمی طراحی شود که پس از برخورد از جلو پیستون‌ها در قسمت جلو تعبیه شده باشند و فشار روغن را پس از برخورد به دسته موتورهای وارد نماید و موتور را به زیر اتاق هدایت نماید.

ب) در شاسی‌های جداشدنی پیشنهاد می‌شود که شاسی‌ها بصورت چند عضو به یکدیگر متصل شده، به گونه ای که عضوهای جلو و عقب شاسی مانند پیستون و عضو وسط مانند سیلندر عمل نماید که بین آنها روغن قرار بگیرد و پس از اعمال نیرو به جلو یا عقب خودرو همانند دمپر عمل نماید.

ج) استفاده از براده آلومینیوم در قوطی شاسی به عنوان جاذب انرژی.

فهرست منابع

- [۱] ج. زمانی، ا. درویشه، م. سلیمانی، م. ع. ادبی، 'آنالیز تجربی سازه‌های جذب انرژی با سطح مقطع دایره ای و مقایسه آن با سازه‌های مربعی تحت بار شبه استاتیکی و دینامیکی'، ایران، سال ۱۳، شماره ۲، ۱۳۹۰.
- [۲] ع. نیک نژاد، غ. ح. لیاقت، ح. مسلمی، ا. ح. بهروش، 'محاسبه نیروی لحظه ای چین خوردگی در ستون‌های مربعی تک سلولی تحت بار محوری'، تهران، ایران، ۳۰-۲۱ بهمن، ۱۳۸۶.
- [۳] ع. نیک نژاد، غ. ح. لیاقت، ح. مسلمی، ا. ح. بهروش، 'بررسی پدیده چین خوردگی درهانی کمپ‌های مربعی با سلول‌های پر شده از فوم پلی اورتان'، مدرس، ۱۳۸۹.
- [4] L. Aktay, A. K. Toksoy, M. Guden. *Quasi-static axial crushing of extruded polystyrene foam-filled thin-walled aluminum tubes: Experimental and numerical analysis*; (2004).
- [5] M.R. Bambach., ' *Fibre composite strengthening of thin steel passenger vehicle roof structures* ', Thin-Walled Structures Sciences 74 (2014) 1–11.
- [6] B.P. Bussadori , K. Schuffenhauer , A. Scattina, ' *Modelling of CFRP crushing structures in explicit crash analysis* ', Composites Sciences: Part B 60 (2014) 725–735.
- [7] M. Costas, J. Díaz, L. E. Romera, S. Hernández, A. Tielas., 'Static and dynamic axial crushing analysis of car frontal impact hybrid Absorbers', *International Journal of Impact Engineering Sciences* 62 (2013) 166e181.
- [8] Raj Kiran, Nimish Khandelwal, Pushkar Tripathi, 'Collapse Behaviour And Energy Absorption Of Aluminium Tubes Filled With Wood SAWDUST', *International Journal of Engineering Research and Reviews*. Vol.2, Issue 3, pp: (16-22), Month: July- September(2014).
- [9] A. Kavei. ' *Evaluation of crashworthy behaviour of automotive chassis materials* ', International Materials Physics Journal vol.1 No.1(2013) 8-14.
- [10] Zafer Kazancı , Klaus-Jürgen Bathe, 'Crushing And Crashing Of Tubes With Implicit Time Integration', *International Journal of Impact Engineering Sciences* 42 (2012) 80e88.
- [11] Sebastian Lipa, Maria Koteko., ' *Numerical And Experimental Collapse Analysis Of Tubular Multi-Member Energy Absorbers Under Lateral Compression* ', journal of theoretical and applied mechanics 42, 4, pp.841-857, Warsaw (2004).
- [12] Javad Marzbanrad, Mehdi Mehdikhanlo, Ashkan Saeedi pour. ' *An energy absorption comparison of square, circular, and elliptic steel and aluminum tubes under impact loading* ', Turkish J. Eng. Env. Sci. 33 (2009) , 159 – 166.

- [13] J.Marzbanrad, M.Ebrahimi-F, M.Khosravi. '*Optimization of Crush Initiators on Steel Front Rail of Vehicle*', International Journal of Automotive Engineering Vol.4, Number 2, June (2014).
- [14] S.A.Maghami, J.Rezaeepazhand, S.A.Yousefsani. '*Effect of Corner Bluntness on Energy Absorbing Capability of Non-circular Metallic Tubes Subjected to Axial Impact*'. IJE TRANSACTIONS B: Application, Vol.26, No.8, (August 2013) 875-884.
- [15] A.Najafi, E.B.Marin, M.Rais-Rohani, '*Concurrent multi-scale crush simulations with a crystal plasticity model*, Thin-Walled Structures Sciences 53 (2012) 176–187.
- [16] Reid, S.R., Reddy, T.Y., and Gray, M.D., '*Static and Dynamic Axial Crushing of Foamfilled Sheet Metal Tubes*', *International Journal of Mechanical Sciences* , Vol.28, No.5, pp.295-322, (1986).
- [17] Niyazi Tanlak, Fazil O.Sonmez., '*Optimal shape design of thin-walled tubes under high-velocity axial impact loads*', Thin-Walled Structures Sciences 84(2014)302–312.
- [18] Wierzbicki, T., and Abramowicz, W., '*On the Crushing Mechanics of Thin-walled Structures*', *Journal of Applied Mechanics*, Vol.50, pp.727-734, (1983).
- [19] B.W.Williams, D.A.Oliveira, C.H.M.Simha, M.J. Worswick, R.Mayer. '*Crashworthiness of straight section hydroformed aluminium tubes*' *International Journal of Impact Engineering Sciences* 34 (2007) 1451–1464.
- [20] XinranXiao , MarkE.Botkin,NancyL.Johnson, '*Axial crush simulation of braided carbon tubes using MAT58 in LS-DYNA*' , Thin-Walled Structures Sciences 47 (2009) 740–749.
- [21] V.Tarigopula, M.Langseth, O.S.Hopperstad, A.H.Clausen., '*Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections*', *International Journal of Impact Engineering* 32 (2006) 847–882.

Abstract

Energy absorption systems are used in many engineering structures and movable structures which are under dynamic loads, in order to prevent or minimize the damages. Regarding the frequency of car accidents, especially front accidents, annually thousands of people are killed. So, auto designers use chassis which have the potential to absorb more energy to minimize the damages to the cars so that the accident force would be reduced by the crumpling of front part of the chassis and the passengers suffer less by the damages.

In this book, a square tube with rounded corners was used as energy absorber and it was investigated in semi-static and dynamic modes. Moreover, a viscous damper is also used to absorb more energy. The damper has a central piston which moves within a fluid-filled chamber; when the piston moves within the chamber, the fluid is pressured through the orifices around and above the piston. In this area, the fluid velocity is very high; therefore, the upstream pressure energy is turned into kinetic energy. When the fluid is expanded to the full size, the pressure gradually dwindles on the other side of the piston and depreciates its kinetic energy by perturbation.

Despite the wasted energy due to bending around the horizontal and diagonal joints and also the wasted energy caused by tensional deformation in the square tube, by adding the viscous damper the total energy absorbed becomes greater.

The findings have been compared to laboratory mode, analytical and software (Abaqus software) models which show that by adding the viscous damper the average and maximum of the contact force are reduced.

The force-to-move diagram has been compared in different states. According to the results, despite the viscous damper at the end of chassis, in front accidents, the absorbed energy is higher comparing to the time that there is no damper. By reducing energy, the average force of the accident is also reduced which leads to improve the chassis performance in front accidents.

Keywords: Crumpling, Chassis, square tube, Viscos damper, Abaqus software, energy absorption