شانزدهمین کنفرانس سالانه (بین المللی) مهندسی مکانیک ISME2008
ایران، کرمان، دانشگاه شهید باهنر کرمان، ۲۴-۲۶ اردیبهشت ۱۳۸۷

طراحی و آنالیز یک سازه جدید برای بهبود ضربه پذیری مخازن گاز طبیعی فشرده (CNG)

مهدی رئیسیان
کارشناس ارشد تجهیزات دوار- شرکت توسعه صنایع نفت و انرژی (OEID)
مربی- دانشگاه آزاد اسلامی واحد الیگودرز
m-raeesian@oeid.com

احمد سلیمانی
مربی- دانشگاه شهید باهنر کرمان
a-soleimani@mail.uk.ac.ir

محمد حیدری
مربی- دانشگاه آزاد اسلامی واحد الیگودرز
moh104337@yahoo.com

مجتبی فلاحتی
کارشناس ارشد- گروه خودرو سازی سایپا
mfalahati2001@yahoo.com

چکیده
امروزه کاهش آلاینده‌های محیطی، لزوم استفاده ازگاز طبیعی فشرده (CNG) را به عنوان سوخت خودروها افزایش داده است. مشکلات ناشی از ذخیره‌سازی سوخت گاز و ایمنی آن، به عنوان یک مانع بزرگ در توسعه سریع خودروهای گازسوز جلوه کرده است. جهت کاهش خطر انفجار (در هنگام ضربه) در این مخازن روشهای متعددی پیشنهاد می‌شود که عبارتند از: استفاده از مواد کامپوزیتی و فلزات اسفنجی در ساخت مخزن یا تغییر در هندسه و شکل سیلندر. در این مقاله روشهای مختلف بهبود مقاومت در برابر ضربه برای کپسولهای گاز طبیعی فشرده مورد بررسی قرار گرفته و یک روش جدید برای این امر پیشنهاد و بررسی می‌شود. این روش با راه حلی کاملاً متفاوت از روشهای قبلی، پتانسیل زیادی در افزایش مقاومت به ضربه در سیلندرهای ذخیره گاز طبیعی فشرده دارد.

کلمات کلیدی: گاز طبیعی فشرده، مخزن ذخیره گاز، جذب ضربه.

مقدمه
گاز طبیعی فشرده (CNG) امروزه در صنایع حمل و نقل استفاده فراوانی پیدا کرده است. عواملی نظیر پائین بودن قیمت این سوخت و کمتر بودن میزان آلودگی آن نسبت به سوختهای معمول، مانند بنزین و گازوئیل از مهمترین دلایل افزایش روزافزون استفاده از این گاز به عنوان سوخت جایگزین در خودروها می‌باشد[۱].
یکی از مهمترین قسمتهای یک سیستم سوخت رسانی گازی، مخزن سوخت می‌باشد. این مخازن بسته به نوع خودرو و حجم موتور آن، به شکل استوانه‌ای و معمولاً از فولاد ساخته می‌شوند. به عنوان مثال در موتورهای چهارزمانه با حجم موتور حداکثر ۲۰۰۰cc، از مخازن ۶۰ لیتری استفاده می‌شود. به خاطر مسائل ایمنی مربوط به گاز، مخازن سوخت گازی نسبت به مخازن سوخت بنزینی وزن بسیار زیادتری دارند که این امر باعث افزایش وزن خودرو و در نتیجه افزایش سوخت مصرفی خودرو می‌گردد[۲]. بنابراین برای استفاده بهینه از سوخت گاز باید در جهت کاهش وزن مخزن سوخت تلاش نمود. از طرفی در تصادفات رانندگی امکان ضربه مستقیم به کپسول و انفجار آن وجود دارد. بر این اساس پیدا کردن یک روش مناسب جهت افزایش مقاومت در برابر ضربه و کاهش خطرات ناشی از ضربه مکانیکی یک امر مهم می‌باشد. این روشها را به دو دسته کلی می توان تقسیم بندی نمود:
الف- تغییر در مواد مورد استفاده در ساخت کپسول، که می‌توان به استفاده از مواد کامپوزیتی و مواد اسفنجی (فلزات و پلیمرهای اسفنجی) اشاره نمود.
ب- تغییر در هندسه و ساختار کپسول، به عنوان مثال استفاده از ساختار لانه زنبوری[۳].
در ادامه بطور خلاصه این روشها را مورد بررسی قرار می‌دهیم:

۱- استفاده از مواد مرکب (Composite Materials)
مواد کامپوزیتی امروزه در ساخت سازه‌های مختلف کاربردهای فراوانی پیدا کرده‌اند. در دهه ۱۹۶۰ سیلندرهای کامپوزیتی برای صنایع فضایی ساخته شدند و از سال ۱۹۹۲ برای ذخیره گاز طبیعی فشرده در صنایع خودرو سازی بکار می‌روند. این کپسولها معمولاً از لاینر (Liner) آلومینیوم و پیچیدن الیاف کربن، فایبر گلاس، کولار یا دیگر فیبرهای آرامید با رزین اپوکسی روی لاینر ساخته می‌شوند[۴].
استفاده از مواد کامپوزیت در ساخت کپسول گاز CNG نسبت به فلزات معمولی نظیر فولاد مزایایی دارد که به چند نمونه از آنها اشاره می‌کنیم:
الف- در مسائل حمل و نقل وزن نقش تعیین کننده‌ای دارد. با استفاده از مواد کامپوزیت می‌توان حتی تا ٪۷۰ وزن را کاهش داد.
ب- قابلیت تحمل فشارهای بالا به گونه ای که برخی از این کپسولها می‌توانند حتی تا فشار ۱۰۰۰۰psi را تحمل نمایند.
ج- با توجه به هندسه خاص این استراکچر ساده ترین روش برای ساخت آن روش پیچش الیاف (Filament-Winding) می‌باشد که زمان تولید آن خیلی کمتر از حالتی است که از فولاد استفاده می‌شود.
د- با استفاده از کپسول کامپوزیتی می توان امکان انفجار در آتش سوزی را کاهش داد.
ه- مواد کامپوزیتی مقاومت بسیار خوبی در برابر ضربه دارند. مطالعاتی که در سال ۱۹۹۸ توسط Bert-and-Birman بر روی استراکچرهای کامپوزیتی غیر مسطح انجام شد نشان داد که میزان انرژی جذب شده در واحد جرم برای کامپوزیتها (به عنوان مثال CFRP) خیلی بیشتر از مواد فلزی مانند آلومینیوم و فولاد است[۴].
عوامل مختلفی در میزان انرژی جذب شده توسط مواد کامپوزیتی موثرند که عبارتند از:
الف) مواد (Materials): نوع مواد فیبر (Fiber) و ماتریس در جذب انرژی تاثیر مستقیم دارد. Thornton در سال ۱۹۷۹ و Farley در سال ۱۹۸۳ نشان دادند سیلندرهایی که از ماده کامپوزیتی carbon-epoxy ساخته شده‌اند انرژی بیشتری را نسبت به aramid-epoxy و glass-expoxy جذب می‌کنند[۵، ۶، ۷].

www.prozhe.com

ب) طراحی لایه‌ها (Laminate Design): تحقیقات انجام شده نشان می‌دهد زاویه پیچش الیاف در ساخت ماده کامپوزیتی بر میزان جذب ضربه موثر است. Edwards-and-Thornton در سال ۱۹۸۲ نشان دادند سیلندرهایی که زاویه پیچش الیاف آنها n(۴۵/۴۵) می‌باشد، مشخصه جذب انرژی کمتری نسبت به حال n(۰/۹۰) دارند [۵، ۸].

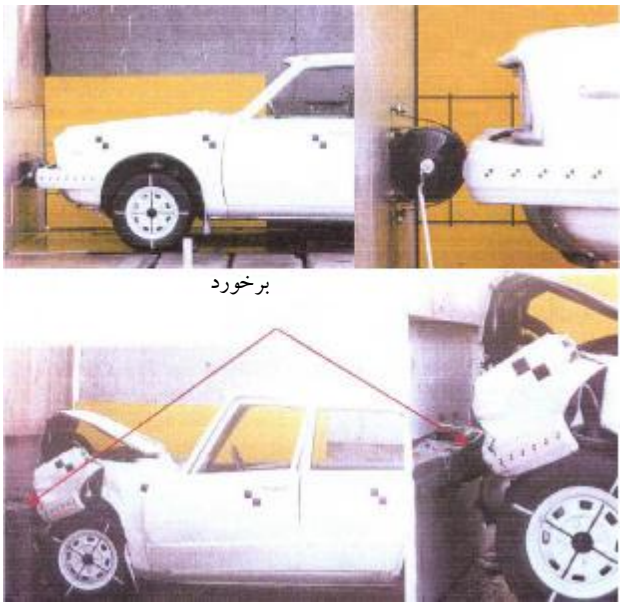
ج) دما: Thornton در سال ۱۹۷۹ نشان داد مشخصه جذب انرژی در سیلندرهای کامپوزیتی کربن و شیشه با افزایش دما (بالای صفر) کاهش می‌یابد [۵، ۶].

د) هندسه استراکچر (Structural Geometry): مشخصات هندسی از قبیل ضخامت دیواره، طول و قطر میانگین، در ظرفیت جذب انرژی سیلندرها موثرند [۵].

عملکرد سیلندرهای کامپوزیتی در تست ضربه

برای مقایسه میزان جذب ضربه توسط سیلندرهای کامپوزیتی، تست شبیه سازی برخورد اتومبیل انجام می‌شود. به عنوان مثال تست زیر:

سیلندر مورد آزمایش یک سیلندر کامپوزیتی می‌باشد که با لاینر آلومینیوم، الیاف کربن و رزین اپوکسی ساخته شده است و حداکثر می تواند فشار ۱۷۵۰bar را تحمل کند. حجم این سیلندر $9dm^3$ است که برای ذخیره گاز نیتروژن در فشار کاری ۷۰۰bar بکار می‌رود. سیلندر به صورت افقی روی یک بلوک سنگین بتنی ثابت شده و ارتفاع آن به گونه‌ای تنظیم می‌شود که سپر اتومبیل با آن برخورد کند (شکل ۱-الف). اتومبیل حرکت می‌کند و در هنگام برخورد دارای سرعت ۶۵km/hr و انرژی جنبشی ۱۴۴kj می‌باشد. همانگونه که در شکل (۱- ب) نشان داده شده است برخورد اتومبیل به دیواره سیلندر صدمه وارد می‌کند اما انفجار صورت نمی‌گیرد، در حالی که اتومبیل کاملا آسیب می‌بیند. پس از برخورد، تست گسیختگی هیدرولیکی انجام شد که مشاهده گردید گسیختگی در قسمت استوانه‌ای کپسول (از جایی که در تست برخورد صدمه دیده است) اتفاق می‌افتد. اما فشار گسیختگی ۱۷۰۰bar می‌باشد، در حالی که حداکثر فشار قابل تحمل کپسول ۱۷۵۰bar بوده است. بنابراین ملاحظه می‌شود جذب ۱۴۴kj انرژی توسط کپسول تاثیر چندانی بر مقاومت مکانیکی کپسول نداشته است [۹].



(الف)

(ب)

شکل (۱): (الف) تست شبیه سازی برخورد اتومبیل، (ب) کپسول پس از تست برخورد

۲- استفاده از فوم (Foam)

مواد اسفنجی (متال فوم، پلیمر فوم) دارای یک رفتار تغییر شکل غیرخطی ویژه‌ای هستند که باعث استفاده از آنها در کاربردهای مختلف شده است. این مواد در ساختار خود دارای حفره‌های هوا می‌باشند که اگر شکل و اندازه حفره‌ها دارای توزیع یکنواختی باشد، کاملاً ایزوتروپیک و همگن خواهند بود. همان گونه که در شکل (۲) مشاهده می‌کنید، متال فوم وقتی تحت فشار قرار می‌گیرند سه ناحیه تغییر شکل مجزا دارند:

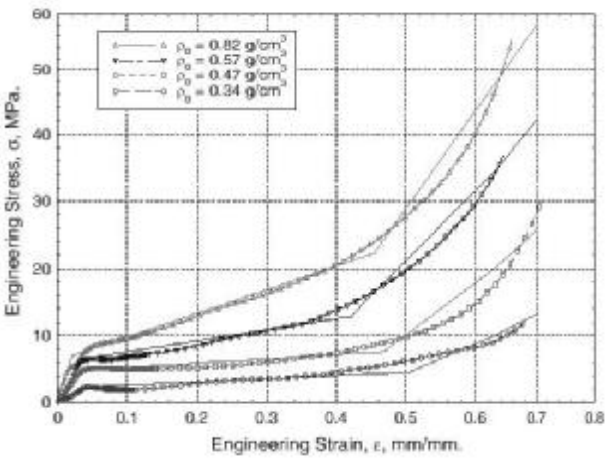
الف- ناحیه تغییر شکل الاستیک

ب- ناحیه تغییر شکل پلاستیک

ج- افزایش دانسیته فوم در اثر فشار و از بین رفتن حفره‌های هوا باعث سخت تر شدن ساختار فوم می‌شود که این سخت شدگی بستگی به دانسیته اولیه فوم و نوع ماده تشکیل دهنده آن دارد.

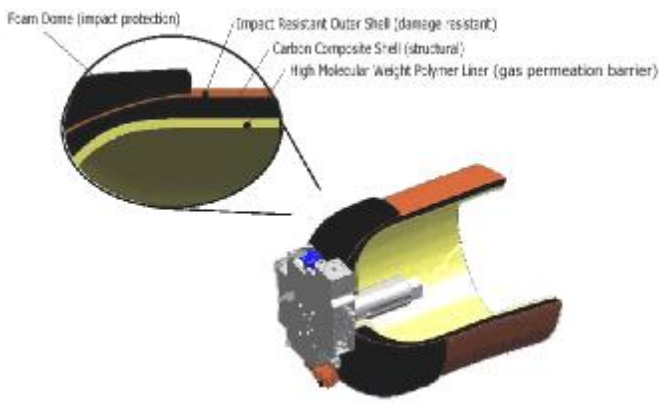
تحقیقات نشان می‌دهد که این مواد در واحد جرم انرژی بیشتری را نسبت به فلزات معمولی جذب می‌کنند و این امر باعث شده تا در سازه‌های مختلف به عنوان ماده مقاوم در برابر ضربه استفاده شوند. میزان جذب انرژی به عواملی مانند دانسیته اولیه فوم، دانسیته مواد تشکیل دهنده، تنش بحرانی و عدد ماخ (v/c ، که در آن v سرعت متوسط جرم و c سرعت انتشار صوت در فوم می‌باشد) بستگی دارد[۱۰].

شرکت QUANTUM در ساخت کپسولهای هیدروژن خود از ترکیب مواد کامپوزیت و فوم استفاده کرده است. همانطور که در شکل (۳) ملاحظه می‌کنید، کپسول مورد نظر دارای لاینر پلیمر سخت شده می‌باشد و قسمت کامپوزیتی آن از الیاف کربن ساخته شده و یک لایه مقاوم در برابر ضربه در قسمت خارجی آن وجود دارد. همچنین در ناحیه کروی آن برای مقاومت در برابر ضربه از فوم استفاده شده است [۳].



شکل (۲) : رفتار تغییر شکل آلومینیوم فوم تحت فشار

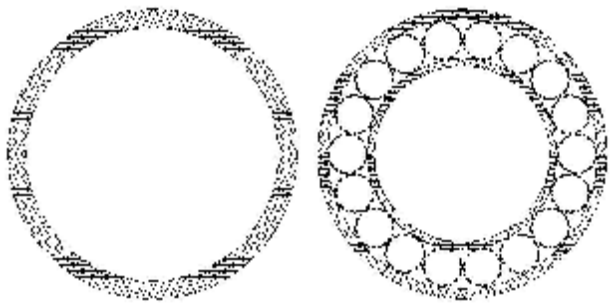
www.prozhe.com



شکل (۳): یک نمونه کپسول هیدروژن ساخته شده توسط شرکت QUANTUM

روش پیشنهادی

در این مقاله یک روش پیشنهادی جهت بهبود ضربه پذیری مخازن که تحت عنوان Multi-Tubes Structure نامگذاری شده است، مورد بررسی و تحلیل قرار خواهد گرفت. همانگونه که می دانیم مخازن سوخت گازی که امروزه ساخته می‌شوند دارای سطح مقطع استوانه‌ای می‌باشند (شکل(۴-الف)). با فرض اینکه سطح مقطع و شعاع خارجی (در نتیجه مقدار ماده‌ای که در ساخت مخزن استفاده می‌شود، همچنین حجم اشغال شده) در سازه جدید نسبت به حالت اولیه یکسان باشد، مقطع جدیدی را بدست می‌آوریم (شکل(۴- ب)) و مقاومت آن را در برابر ضربه نسبت به سازه اولیه بررسی می کنیم[۳].

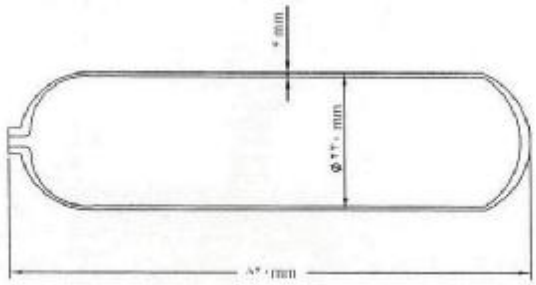


(الف) (ب)

شکل(4): نمایش مقطع کپسول (الف) مدل اولیه، (ب) مدل جدید

بررسی و انتخاب مقطع جدید

مخزن ابتدایی به شکل استوانه‌ای با شعاع خارجی ۱۲۰mm و ضخامت ۶mm بوده (شکل(۵)) که از یک نوع فولاد آلیاژی با تنش تسلیم ۹۹۰Mpa ساخته شده است[۱۱]. نکته مهم و اساسی در این مقاله این است که تنها ناحیه سیلندر مورد بررسی قرار می‌گیرد و در تمامی موارد اثر عدسی‌های دو طرف مخزن را در نظر نمی‌گیریم.



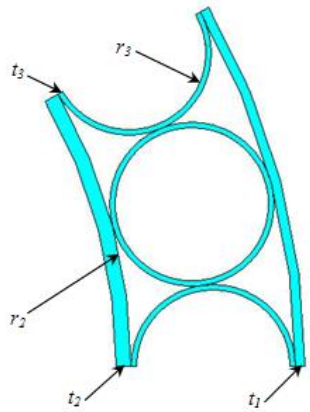
شکل(۵): نمای کلی مخزن اولیه

در ابتدا بایستی بر اساس اینکه مساحت مقطع نسبت به حالت اولیه ثابت باشد مشخصات مقطع جدید را بدست آورد. بر اساس برنامه نوشته شده، حالات مختلفی از نظر تعداد تیوبهای داخلی و ضخامتها برای مقطع جدید وجود دارد. تعدادی از این حالات در جدول(۱) نشان داده شده است.

جدول(۱): مشخصات هندسی حالات مختلف مقطع جدید

N	t_1(mm)	t_2(mm)	r_2(mm)	t_3(mm)	r_3(mm)
۱۶	۱	۲/۴	۸۰	۱/۳	۱۹/۵
۱۷	۱/۱	۲/۴۵	۸۲	۱/۲۳	۱۸/۴۵
۲۲	۱/۶	۲/۳۲۵	۸۹	۰/۹۸	۱۴/۷
۲۸	۱	۳/۴۷۵	۹۵	۰/۸	۱۲
۳۵	۱/۵	۳/۱۷۵	۹۹	۰/۶۵	۹/۷۵
۴۴	۱/۲	۳/۷۷۵	۱۰۳	۰/۵۲۷	۷/۹
۵۶	۱/۴	۳/۷۵	۱۰۶	۰/۴۲	۶/۳
۶۶	۱/۲	۴/۱	۱۰۸	۰/۳۶	۵/۴

که در آن N تعداد تیوبهای داخلی، t_1 ضخامت استوانه خارجی، t_2 ضخامت استوانه داخلی، r_2 شعاع خارجی استوانه داخلی، t_3 ضخامت تیوبهای داخلی و r_3 شعاع خارجی تیوبهای داخلی می‌باشد (شکل(۶)).



شکل (۶): مشخصات هندسی مقطع جدید

برای انتخاب سطح نهایی دو شرط را در نظر می‌گیریم. اولاً حجم مفید مخزن نبایستی نسبت به حالت اول خیلی کاهش یابد و ثانیاً ضخامت تیوبهای داخلی بیش از اندازه کوچک نباشد. همانگونه که در جدول (۱) ملاحظه می کنید، هر چه تعداد تیوبهای داخلی کمتر باشد کاهش حجم بیشتری داریم، از طرفی با افزایش تعداد تیوبها ضخامت آنها کم می شود. با در نظر گرفتن موارد فوق، یک مقطع با مشخصات زیر انتخاب گردید:

N = ۲۴ r_2 = ۹۱ mm

t_1 = ۱/۶ mm t_3 = ۰/۹۱۳ mm

t_2 = ۲/۴۷۵ mm r_3 = ۱۳/۷ mm

یکی از پارامترهای اساسی در مخازن، راندمان حجمی آنها می‌باشد که از تقسیم حجم مفید بر حجم کل مخزن بدست می‌آید. این پارامتر برای حالات اولیه و جدید بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$h_{v_1} = \frac{0.114^2}{0.12^2} = 0.9 \qquad (۱)$$

$$h_{v_2} = \frac{0.091^2}{0.12^2} = 0.58 \qquad (۲)$$

www.prozhe.com

که h_{v_1} راندمان حجمی سیلندر در حالت اولیه و h_{v_2} راندمان حجمی آن در حالت جدید می‌باشد. همانگونه که ملاحظه می‌کنید راندمان حجمی حدود ۳۰٪ کاهش یافته و این یکی از معایب طرح می‌باشد[۳].

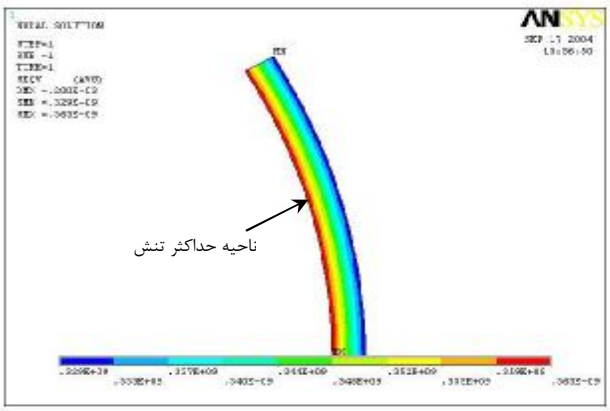
مدل سازی و تحلیل

پس از انتخاب مقطع جدید در مرحله اول توسط ماژور STRUCTURAL در نرم افزار ANSYS تحلیل استاتیکی انجام داده و مدل را از نظر حداکثر فشار قابل تحمل و حداکثر تنشهای ایجاد شده مورد بررسی قرارمی دهیم و مشخص می نمائیم ضریب ایمنی در این حالت نسبت به حالت اولیه چه تغییری دارد. از آنجایی که هدف اصلی، بررسی و مقایسه قابلیت ضربه پذیری این دو نمونه می‌باشد در مرحله بعد وارد تحلیلهای دینامیکی شده و با استفاده از ماژور LSDYNA در نرم افزار ANSYS قابلیت ضربه پذیری این دو سازه را با یکدیگر مقایسه می‌نمائیم. در ادامه به تفصیل این تحلیلها را مورد بررسی قرار می دهیم:

الف- مدل سازی و آنالیز تنش در حالت استاتیکی

اولین و مهمترین قدم در آنالیز تنش، تحلیل استاتیکی است. این روش ساده‌ترین شیوه و معمولاً اولین مرحله در حل مسائل است و به همین دلیل کاربرد فراوانی در صنعت دارد. در تحلیل استاتیکی مبنای حل، معادلات تعادل هستند و این امر باعث می‌شود که برخلاف تحلیل دینامیکی از اثر ترم اینرسی صرف نظر گردد. آنالیزهای استاتیکی در نرم افزار ANSYS بصورت دو بعدی یا سه بعدی صورت می‌گیرند. تحلیل‌های سه بعدی معمولاً زمان‌بر هستند. بنابراین تا جایی که امکان دارد تحلیل دو بعدی متناظر با تحلیل سه بعدی انجام می‌شود. در اینجا نیز سعی شده از فرضهای ساده شونده (به عنوان مثال شرط تقارن) جهت کوتاهتر شدن زمان حل استفاده شود.

هدف در این قسمت محاسبه حداکثر تنش ایجاد شده در استوانه و بدست آوردن ضریب ایمنی می‌باشد. از آنجایی که طول سیلندر نسبتاً زیاد است و شرایط در طول سیلندر (بجز در دو انتها) یکنواخت می‌باشد، می‌توان از حالت کرنش صفحه‌ای جهت انجام تحلیل استفاده نمود. از طرفی چون مسئله کاملاً تقارن دارد می‌توان از این شرط استفاده نموده و تنها یک قسمت از مقطع سیلندر را تحلیل کنیم. بنابراین یک کمان ۳۰ درجه از مقطع را مورد بررسی قرار می‌دهیم. همچنین جهت مش‌بندی از المان دو بعدی Solid82 با اعمال شرایط تقارن و کرنش صفحه‌ای استفاده می‌کنیم.
مخزن تحت فشار داخلی ۲۰۰bar (۲۰Mpa) قرار دارد که این تنها بارگذاری اعمال شده در مسئله می‌باشد. همچنین مدول الاستیسیته ماده برابر ۲۰۷Gpa و ضریب پواسون آن نیز ۰/۳ در نظر گرفته شده است. پس از حل مسئله، کانتور تنش معادل فون مایزز مطابق شکل (۷) بدست می‌آید.



شکل (۷): کانتور تنش فون مایزز در تحلیل سیلندر اولیه

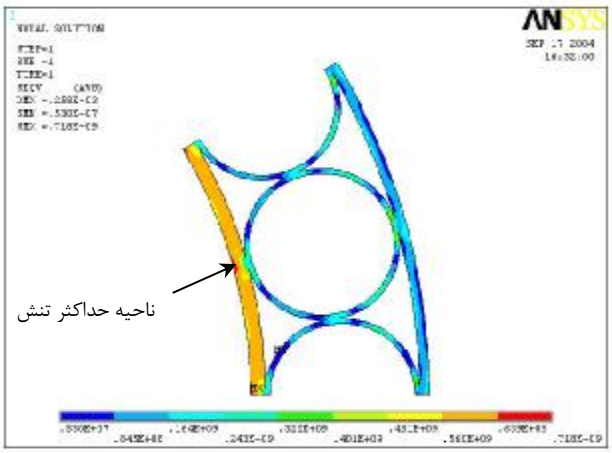
همانگونه که مشاهده می‌کنید، حداکثر تنش معادل ۳۶۳Mpa می‌باشد که در سطح داخلی استوانه اتفاق می‌افتد. ضریب ایمنی نیز در این حالت بصورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$n_1 = \frac{990}{363} = 2.7 \qquad (۳)$$

همانطور که در قبل اشاره شد، عدسی‌های دو انتهای مخزن را در نظر نمی‌گیریم همچنین به علت نازک بودن سیلندر، تنش شعاعی ناچیز است. پس تنها تنش ایجاد شده همان تنش محیطی می‌باشد. جهت یک تخمین تقریبی و مقایسه نتایج در این قسمت می‌توان از ابتدایی‌ترین رابطه برای پوسته‌های جدار نازک استفاده کرد.

$$s_t = \frac{\Pr}{t} = \frac{20\times10^6\times0.114}{0.006} = 380Mpa \qquad (۴)$$

براین اساس تحلیل نرم افزار تا حد زیادی با نتایج تئوری مطابقت داشته و تقریباً تفاوت ۴/۵ درصدی را ایجاد می‌کند.
برای مدل پیشنهادی نیز یک تحلیل استاتیکی با فرضیات قسمت قبل انجام گرفت پس از انجام آنالیز، کانتور تنش معادل فون مایزز مطابق شکل (۸) بدست آمد. همانگونه که ملاحظه می‌کنید حداکثر تنش بوجود آمده ۷۱۸Mpa می‌باشد که در قسمت کوچکی از شعاع داخلی مخزن اتفاق می‌افتد.



شکل (۸): کانتور تنش فون مایزز مدل جدید در آنالیز استاتیکی

ضریب ایمنی در این حالت نیز بصورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$n_2 = \frac{990}{718} = 1.38 \qquad (۵)$$

همانگونه که ملاحظه می‌کنید ضریب ایمنی در حالت استاتیکی نسبت به حالت اولیه تقریباً نصف شده است[۳].

ب- مدل سازی و آنالیز تنش در حالت دینامیکی

بطور کلی مسائلی که تحت بارگذاری متغیر با زمان هستند، مانند مسائل ضربه، باید توسط روشهای تحلیل دینامیکی آنالیز شوند. تحلیل دینامیکی بر خلاف تحلیل استاتیکی مرتبط با زمان است. در یک آنالیز استاتیکی فقط یک فاصله زمانی (Time Step) وجود دارد و معادلات تعادل در آن فاصله زمانی حل می‌شوند و نتایج که معمولاً تنشها در جهات و نقاط مختلف هستند، محاسبه می‌گردند. اما تحلیل دینامیکی دارای یک بازه زمانی متشکل از چند فاصله زمانی است که در آن بازه نیروها مشخص هستند و مقدار هر نیرو با گذشت زمان متغیر است.
دو روش کلی برای حل مسائل دینامیکی وجود دارد:

www.prozhe.com

- روش غیر مستقیم که بر اساس فرکانسهای طبیعی سیستم، رفتار کل استراکچر بدست می‌آید.

- روش مستقیم که به دو دسته کلی صریح (Explicit) و ضمنی (Implicit) تقسیم بندی می‌شود. در روش صریح تحلیل در زمان $t+\Delta t$ تنها به جواب در لحظه t وابسته است، در حالی که در روش ضمنی علاوه بر زمان t به لحظه $t+\Delta t$ نیز بستگی دارد. بر این اساس زمان حل در روش صریح کمتر می‌شود و Δt (حد پایداری) کوچکتری نسبت به تحلیل ضمنی بدست می‌آید. همچنین در تحلیلهای دینامیکی صریح، تاثیر ترم اینرسی در حل مسائل لحاظ می‌گردد و ماهیت موجی تنش باعث می‌شود نتایجی که در هر لحظه از این تحلیل بدست می‌آید، کاملاً متفاوت با نتایج تحلیل استاتیکی معادل آن لحظه باشد.

در نظر بگیرید یک نیرو در یک زمان مشخص به یک جسم اعمال شود. در صورتی که مسئله توسط تحلیل دینامیکی ضمنی حل شود، در زمانهای پس از بارگذاری که بار از روی جسم برداشته شده تنشی در جسم مشاهده نخواهد شد. اما اگر از تحلیل دینامیکی صریح استفاده گردد، پس از برداشتن بار تا مدتی تنشها در جسم مشاهده می‌شوند که مقدار و جهت آنها با زمان تغییر می‌کند.

تحلیل دینامیکی صریح علاوه بر مزیت فوق نسبت به تحلیل دینامیکی ضمنی توانایی بررسی برخورد را نیز با در نظر گرفتن سرعت، شتاب، نیرو و دیگر پارامترهای سینماتیک یا سینتیک دارا می‌باشد.

حال سوال اینجاست که در چه مسائلی باید از روش تحلیل دینامیکی صریح استفاده کرد. این مسائل را می‌توان در چند دسته کلی قرار داد:

۱- مسائل دینامیکی که بارگذاری بسیار سریع اتفاق می‌افتد.

۲- مسائل تماسی پیچیده.

۳- مسائلی که در آنها سختی جسم با اعمال بار به شدت تغییر می‌کند.

در این مقاله برای انجام تحلیلهای دینامیکی از ماژور LSDYNA در نرم افزار ANSYS استفاده شده است که از روش تحلیل دینامیکی صریح در حل مسائل استفاده می‌کند[۳].

بررسی تاثیر نرخ کرنش

در یک مسئله ضربه پارامتر اصلی، زمان کوتاه اعمال نیرو می‌باشد. به همین علت، ضربه یک مسئله دینامیکی بوده و چنانچه تنشها وارد منطقه پلاستیک شوند، لازم است که از روابط مربوط به پلاستیسیته دینامیکی در حل مسائل استفاده شود. از مواردی که در تمام مسائل پلاستیسیته دینامیک مشترک است، تاثیر نرخ کرنش بر معادله اساسی حاکم می‌باشد. به همین دلیل بررسی‌های تئوری و تجربی فراوانی در این زمینه انجام شده است. محدوده نرخ کرنش که در آن، رفتار ماده تغییر اساسی کرده و حساس به تغییرات نرخ کرنش می‌شود نیز برای مواد مختلف بسیار گسترده و متفاوت است. در اینجا نتایج آزمایشات مختلفی را که در این زمینه انجام شده است را بطور خلاصه ارائه می‌کنیم.

شاید قدیمی‌ترین تحقیقی که در این زمینه انجام شده مربوط به ج. هاپکینسون (J. Hopkinson) و ب. هاپکینسون (B. Hopkinson) باشد که انتشار موج طولی را در سیم آهنی مورد مطالعه قرار دادند. آنها مشاهده کردند که تنش تسلیم دینامیک تقریباً دو برابر تنش تسلیم استاتیک است. براون و وینسنت (Brown and Vincent) نیز به نتایج مشابهی رسیدند. تیلور (G.I.Taylor) نیز تستهایی با سرعت زیاد انجام داد و به این نتیجه رسید که تنش تسلیم دینامیکی فولاد نرم بسیار بیشتر از تنش تسلیم استاتیک آن است. اما برای مس فقط کمی بزرگتر است. تیلور برای مواد زیادی این آزمایشات را انجام داد. آزمایشات او شامل برخورد یک استوانه کوتاه با جنسهای مختلف و سرعت زیاد به یک دیواره صلب بود.

داویس (R.M.Davies) نیز بررسی‌هایی جهت تعیین نسبت تنش تسلیم دینامیکی به استاتیکی برای فولادهای مختلف انجام داد. آزمایشات او شامل یک ورق با ضخامت زیاد از فولاد مورد نظر بود که یک گوی از فولاد بسیار سخت بر روی آن پرتاب می‌شد. آزمایشات وی نشان داد که نسبت مورد نظر برای فولاد نیکل-کرم تقریباً برابر یک، برای ورق زرهی حدود ۱/۱ و برای فولاد نرم تقریباً ۲ می‌باشد.

هانتر و داویس (Hunter and C.D.Davis) نیز برای اینکه معیاری برای تشخیص حساسیت به نرخ کرنش برای فلزات مختلف بدست آورند، روش اندازه‌گیری سختی دینامیکی را پیشنهاد کردند. آنها نشان دادند که برای بسیاری از فلزات، سختی دینامیکی بیشتر از سختی استاتیکی است. استفاده از این روش برای بررسی تنش تسلیم دینامیکی، توسط افراد بسیاری از جمله کولسکی و لیفشیتز (Kolsky and Lifshitz) و همچنین دافی و موک (Duffy and Mok) گزارش شده است. این بررسی‌ها بر روی مواد دیگری چون لاستیک، پلی‌اتیلن، مس و سرب نیز به روشهای مختلف انجام و ملاحظه گردید که برای موادی مانند پلی اتیلن و لاستیک نیز مدول الاستیک موثر برای تستهای دینامیکی بسیار بیشتر از آنچه که در حالت استاتیکی بدست آمده، می‌باشد[۳].

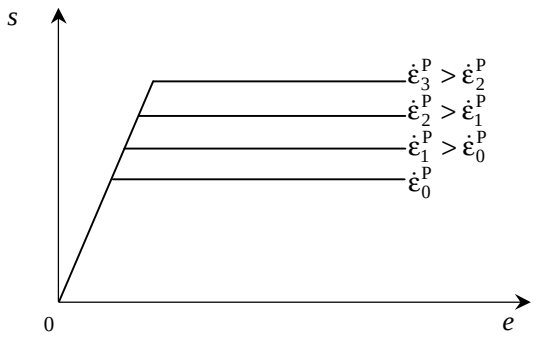
معادلات تجربی تاثیر نرخ کرنش

معادلات تجربی مختلفی برای توصیف خواص مکانیکی موادی که به نرخ کرنش حساس می‌باشند، پیشنهاد گردیده‌اند. این نتایج نشان داده‌اند که یک رابطه تنش-کرنش عمومی که بتواند خواص دینامیکی مختلفی از مواد متفاوت ارائه دهد، وجود ندارد.

لودویک (Ludwik) و سپس پرانتل (Prandtl) مشاهده کردند که برای یک کرنش پلاستیک مشخص با افزایش نرخ کرنش، تنش مربوطه افزایش می‌یابد. لودویک معادله لگاریتمی زیر را پیشنهاد کرد:

$$s = s_1 + s_0 \ln\left(\dot{e}^P / \dot{e}_0^P\right) \qquad (۶)$$

که در آن s_1، s_0 و $\dot{e}_0^P$ ثابتهای ماده هستند و s_1 تنش تسلیم مربوط به نرخ کرنش $\dot{e}_0^P$ می‌باشد (شکل(۹)). اگر نرخ کرنش از $\dot{e}_0^P$ بزرگتر شود، آنگاه تنش برای یک کرنش پلاستیک مشابه بزرگتر خواهد شد.



شکل(۹): تاثیر نرخ کرنش بر منحنی تنش-کرنش

یکی دیگر از معادلات دیگری که ارائه شده، مدل تجربی کوپر-سایموند (Cowper-Symond) می‌باشد که بصورت زیر بیان می‌شود:

$$s_y = \left[1 + \left(\frac{\dot{e}}{C}\right)^{1/P}\right]\left(s_0 + bE_P e_P^{eff}\right) \qquad (۷)$$

www.prozhe.com

که در آن s_0 تنش تسلیم اولیه، $\dot{e}$ نرخ کرنش، C و P پارامترهای نرخ کرنش (که بسته به نوع ماده مورد استفاده متفاوت می‌باشند)، e_P^{eff} کرنش پلاستیک موثر و E_P مدول سخت شوندگی در حالت پلاستیک (Plastic Hardening Modulus) می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$E_P = \frac{E_{\tan} E}{E - E_{\tan}} \qquad (۸)$$

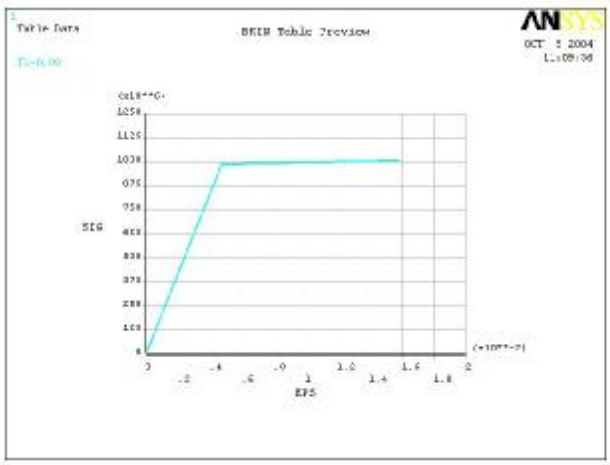
که E مدول الاستیسیته و $E_{\tan}$ مدول پلاستیک (Tangent Modulus) می‌باشد.

مقدار b که به عنوان پارامتر سخت شوندگی (Hardening Parameter) شناخته می‌شود، بین صفر (برای حالت سخت شوندگی سینماتیکی) و یک (برای حالت سخت شوندگی همسانگرد) متغیر است[۱۲]. با توجه به اینکه در تحلیلها سخت شوندگی ماده را از نوع سینماتیکی در نظر می‌گیریم، بنابراین مقدار b در تمامی آنالیزها صفر می‌باشد.

نرم افزار LSDYNA (که برای انجام تحلیلها استفاده شده است) از این مدل برای بیان تاثیر نرخ کرنش استفاده می‌کند.

مشخصات مدل و خواص ماده استفاده شده در تحلیلهای دینامیکی

همانطور که در شکل (۱۰) ملاحظه می‌کنید، از مدل الاستیک-پلاستیک دو خطی (Linear Elastic-Linear Plastic) با قابلیت سخت شوندگی سینماتیکی استفاده شده است.



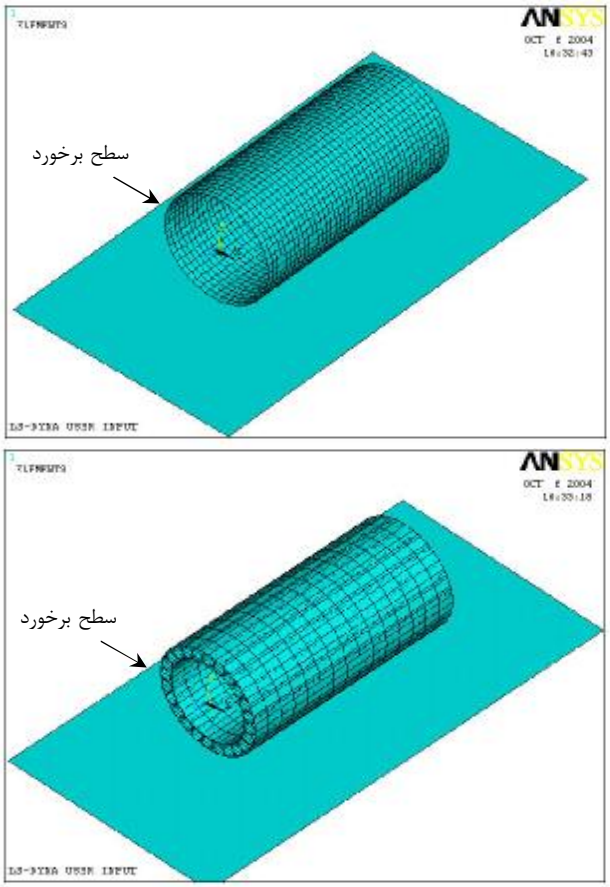
شکل(۱۰): مدل ماده استفاده شده در تحلیلهای دینامیکی

خواص ماده به قرار زیر می باشد:

چگالی	$r = 7860\ (Kg/m^3)$
مدول الاستیسیته	$E = 207\ Gpa$
ضریب پواسون	$n = 0.3$
تنش تسلیم	$s_y = 990\ Mpa$
مدول پلاستیک	$E_{\tan} = 1400\ Mpa$
کرنش شکست	$e_f = 0.014$
پارامتر سخت شوندگی در مدل کوپر- سایموند	$b = 0$

همانطور که قبلاً گفته شد، هدف اصلی در این پروژه مقایسه ضربه پذیری در دو سازه می‌باشد. با اقتباس از آزمونهای مختلفی که روی مخازن انجام می شود، تست برخورد را انتخاب نمودیم. یعنی سیلندر با یک سرعت اولیه به صفحه صلبی برخورد کند. جهت مقایسه، بایستی در هر حالت سرعتی را بیابیم که در اثر ضربه در سیلندر اولیه شکست (انفجار) رخ می‌دهد و در همین سرعت (با شرایط کاملاً یکسان) سیلندر جدید را بررسی نمائیم. اگر در سازه جدید شکست رخ ندهد می‌توان نتیجه گرفت که قابلیت ضربه پذیری نسبت به حالت اولیه افزایش یافته است.

یکی از مسائل مهم در این تحلیل، نوع المان بندی و یک‌دست بودن آن می‌باشد. افزایش تعداد المانها باعث بیش از حد طولانی شدن زمان حل مسئله می‌گردد. گاهی اوقات نیز امکان حل آن توسط یک کامپیوتر وجود ندارد. بر این اساس، در مدل‌سازی سعی شده مش‌بندی بصورت دستی و کاملاً یکنواخت انجام گیرد. از طرفی جهت کمتر شدن تعداد المانها و امکان حل مسئله، طول ۰/۵m از سیلندر انتخاب شده است. با توجه به اینکه ضخامت سیلندرها کم می‌باشد، جهت مش‌بندی از المان پوسته (SHELL163) استفاده می‌کنیم. سطح برخورد نیز با یک المان صلب مدل شده است. المان بندی سیلندر در حالت اولیه و جدید در شکل (۱۱) نشان داده شده است.



شکل(۱۱): المان بندی سیلندر در حالت اولیه و جدید

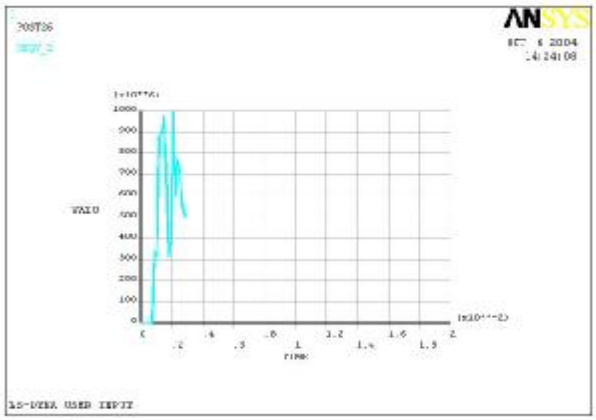
از طرفی چون ماده وارد ناحیه پلاستیک می‌شود می‌توان اثر نرخ کرنش را نیز بررسی نمود. بر این اساس آنالیزها را در دو حالت انجام می‌دهیم (در مرحله اول بدون در نظر گرفتن اثرات نرخ کرنش و در مرحله بعد با در نظر گرفتن آن). همچنین در هر قسمت سیلندرها با وجود فشار داخلی و بدون آن بررسی شده‌اند[۳].

۱- آنالیز دینامیکی بدون در نظر گرفتن اثر نرخ کرنش

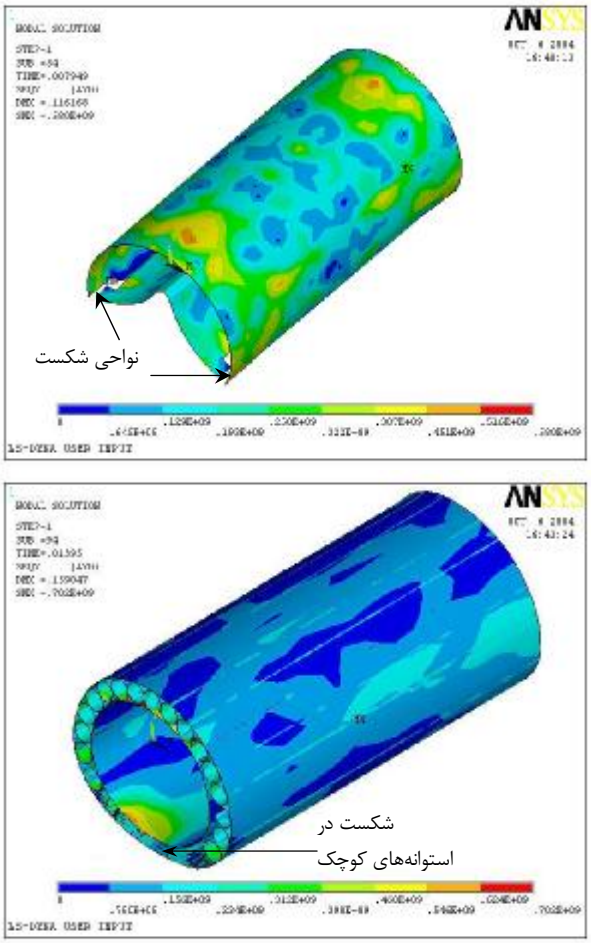
در این حالت اگر پارامترهای نرخ کرنش (P،C) را تعریف نکنیم، نرم افزار عملاً تاثیر نرخ کرنش را در نظر نمی‌گیرد. پس از آنالیزهایی که در سرعتهای مختلف بر روی سیلندر اولیه انجام شد مشخص گردید در حالتی که هیچ فشاری در سیلندر وجود نداشته باشد، شکست در سرعت ۳۰m/s رخ می‌دهد. دیاگرام تنش بر حسب زمان، برای اولین المانی که دچار شکست شده در شکل (۱۲) آمده است. همانگونه که مشاهده می‌کنید، اثر

www.prozhe.com

نرخ کرنش در نظر گرفته نشده و حداکثر تنش معادل ایجاد شده در محدوده ۱۰۰۰Mpa می‌باشد. همچنین نمای تغییر شکل یافته سیلندر را در لحظه‌ای که شکست رخ می‌دهد، در شکل (۱۳) ملاحظه می‌کنید. این آنالیز (در همین سرعت) برای حالت جدید نیز انجام شد و مشخص گردید که در سیلندر اصلی (سیلندر داخلی) هیچ شکستی رخ نمی‌دهد. همانطور که در شکل (۱۳) مشاهده می‌کنید، تنها در تعدادی از سیلندرهای کوچک این اتفاق می‌افتد[۳].

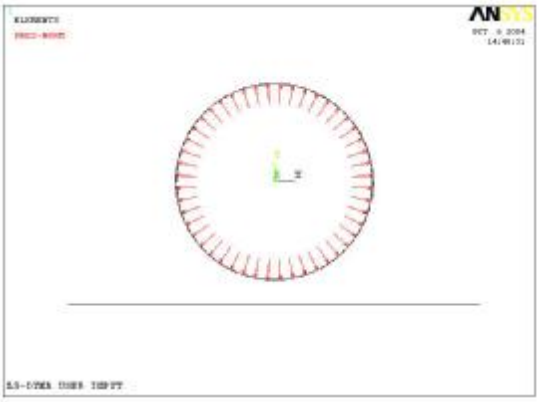


شکل(۱۲): دیاگرام تنش معادل بر حسب زمان برای اولین المانی که دچار شکست می شود (بدون در نظر گرفتن نرخ کرنش و فشار داخل)

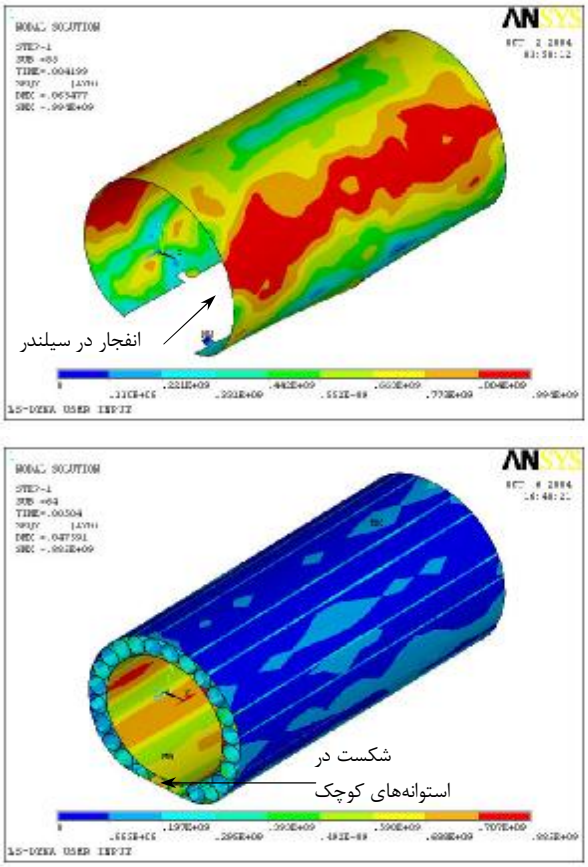


شکل(۱۳): نمای تغییر شکل یافته سیلندر اولیه و جدید بدون در نظر گرفتن نرخ کرنش و بدون فشار داخل

برای حالتی که فشار داخلی ۲۰۰bar را برای استوانه در نظر بگیریم (شکل(۱۴))، سیلندر اولیه در سرعت ۱۵m/s در لحظه t =۰/۰۰۳۶s دچار شکست می‌شود در حالی که در سیلندر جدید مانند قسمت قبل تنها به سیلندرهای کوچک آسیب وارد می‌شود. نمای تغییر شکل یافته سیلندر اولیه و جدید را در شکل (۱۵) ملاحظه می‌کنید[۳].



شکل(۱۴): نمایش بارگذاری فشاری در سیلندر

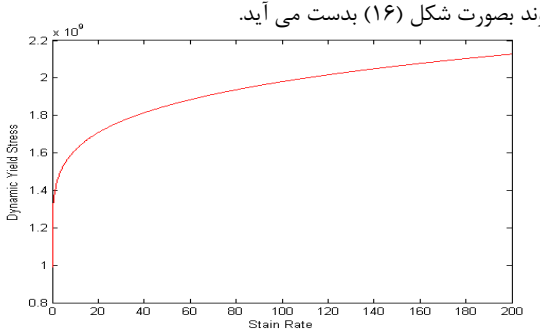


شکل(۱۵): نمای تغییر شکل یافته سیلندر جدید بدون در نظر گرفتن نرخ کرنش و با فشار داخل

۲- آنالیز دینامیکی با در نظر گرفتن اثر نرخ کرنش

همانگونه که قبلاً اشاره شد، در این حالت بایستی ضرائب C و P (پارامترهای نرخ کرنش) را در معادله کوپر-سایموند تعریف کنیم. در حالت کلی این ضرائب برای مواد مختلف متفاوتند و تنها از طریق تست مشخص می‌گردند. بدلیل محدودیت در انجام این کار، با مقایسه‌ای که بین ضرائب C و P مشخص در چند نوع فولاد مختلف انجام شد، سرانجام مقادیر $C = ۱۰۰$

و $P=۵$ را انتخاب نمودیم. با در نظر گرفتن این ضرائب، نمودار تغییرات تنش تسلیم دینامیکی(s_y) بر حسب نرخ کرنش($\dot{e}$) طبق معادله کوپر-سایموند بصورت شکل (۱۶) بدست می آید.



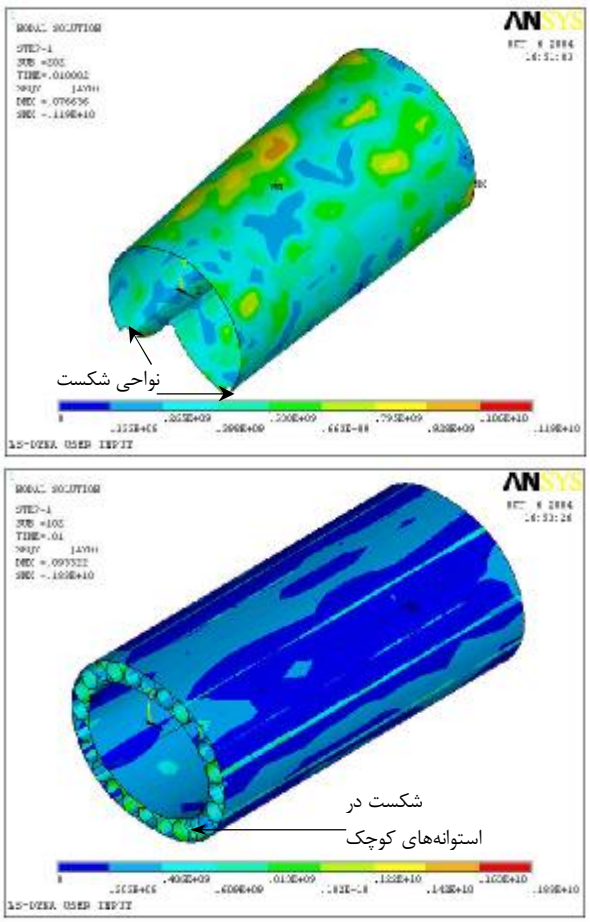
شکل(۱۶): نمودار تغییرات تنش تسلیم دینامیکی بر حسب نرخ کرنش با فرض C = ۱۰۰ و P = ۵

با آنالیزهای مختلف، مشخص گردید در حالتی که فشار داخلی نداریم، سیلندر اولیه در سرعت۴۰m/s و در لحظهt=۰/۰۰۳۵۵s دچار شکست می‌شود. می‌دانیم حداکثر نرخ کرنش در لحظه برخورد بوجود می‌آید. بنابراین با محاسبه تغییرات کرنش (e) در فاصله زمانی (Δt) قبل و بعد از برخورد، می‌توان نرخ کرنش را بصورت زیر محاسبه نمود:

$$\dot{e}=\frac{\Delta e}{\Delta t}=102 \qquad (۹)$$

بر این اساس تنش تسلیم به مقدار $s_y = ۱۹۸۴\ Mpa$ افزایش می‌یابد.

نمای تغییر شکل یافته سیلندر اولیه و جدید را در شکل (۱۷) ملاحظه می‌کنید[۳].



شکل(۱۷): نمای تغییر شکل یافته سیلندر جدید با در نظر گرفتن نرخ کرنش و بدون فشار داخل

نتیجه گیری

در این مقاله یک روش جدید برای بهبود جذب ضربه در مخازن گاز طبیعی فشرده پیشنهاد و بررسی گردید و نتایج زیر بدست آمد:

۱- یکی از پارامترهای اساسی در مخازن، راندمان حجمی آنها می‌باشد که این مقدار برای مخزن اولیه ۹۰٪ و برای مخزن جدید ۵۸٪ بدست آمد.

۲- در قسمت تحلیلهای استاتیکی ضریب ایمنی دو مخزن محاسبه شد و مشخص گردید که در طرح پیشنهادی، ضریب ایمنی نسبت به حالت اولیه تقریباً ۵۰٪ کاهش یافته است.

۳- در تمامی آنالیزهای دینامیکی، سازه پیشنهادی عکس‌العمل بهتری در برابر ضربه از خود نشان داد. با توجه به حالاتی که بررسی گردید، در سرعتهای خاصی که سیلندر اولیه دچار شکست یا انفجار می‌شود، در سیلندر اصلی سازه جدید هیچ شکستی رخ نمی‌دهد و تنها برای تعداد خاصی از سیلندرهای کوچک این اتفاق می‌افتد.

۴- یکی از مزایای این طرح روش ساخت آسان آن با استفاده از مواد کامپوزیتی به روش پیچش الیاف (Filament Winding) می‌باشد که در این صورت باز هم مقاومت آن در برابر ضربه افزایش خواهد یافت[۳].

مراجع

1- Ogasa, H., Oku, M., Vangudy, D., “performance evaluation of an automobile utilizing an absorbed natural gas tank”, Honda R&D Americas,Inc.

2- Tiller, D. B. ,1999, Development of an Integrated Storage System for a Mid-Size-Automobile.

۳- مهدی رئیسیان طرزجی،۱۳۸۳، طراحی و آنالیز یک سازه جدید برای بهبود ضربه‌پذیری مخازن گاز طبیعی فشرده (CNG)، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید باهنر کرمان.

4- S. Ujihashi, T. Yamanaka, H. Kuroda and N. Inou, “Energy–Absorption Abilities of CFRP cylinders During Impact Crushing,”Thin–Walled Structures J., Vol. 28, pp. 297-307, 1997.

5- A. G. Mamalis, M. Robinson, D. E. Manolakos, G. A. Demosthenous, M.B. loannidis and J. Carriuhers, “Crashworthy capability of composite material structures,” composite Mats. J., vol. 37, pp. 109-134,1997.

6- Thornton, P.H., “Energy absorption in composite structures,” composite Mats J., vol. 13, pp. 247, 1977.

7- Farley, G. L., “Energy abasorption of composite materials,” composite Mast J., vol. 17, pp. 167, 1983.

8- Thornton, p. H. and Edwars, p.J., “Energy absorption in composite tubes,” composite Mats J., vol. 16, pp. 521, 1982.

9- “Seccurity of highly pressurised tanks equipping GH2 Fueled road vehicles,” Topical report, 2000.

10- Sergey L, Lopatnikov, Bazle A. Gama, Md. Jahirul Haque, carl krau thauser, John w. Gillespie Jr., “High-velocity plate impact of metal Foams,” Impat Engineering J., vol. 29, pp. 123-145, 2003.

11- Dick, W., E., and Eihusen, J. A., “New Developments in Compressed Natural Gas Storage Systems for Heavy Duty Vehicles”, 8th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Washington D.C., October 8-10, 2002.

12- Cristescu, N., “Dynamic Plasticity”,1967.

www.prozhe.com