



## بهینه‌سازی مخازن تحت فشار با استفاده از مواد کامپوزیتی

مهرناز روزبهانی<sup>۱</sup>، کورس نکوفر<sup>۲</sup> و حسین فناعتی<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، کارشناس پژوهشگاه هوا فضا

۲- دکترای تخصصی، عضو هیات علمی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد چالوس، مازندران، ایران

۳- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد چالوس، مازندران، ایران

nekoufar@iauc.ac.ir

### چکیده:

هدف از انجام این پژوهش، بهینه‌سازی مخازن تحت فشار با استفاده از مواد کامپوزیتی است. اساس طراحی و بهینه‌سازی بر مبنای استفاده از روش‌های عددی و تحلیل‌های اجزای محدود است، که ابتدا مخازن تحت فشار جدار نازک فولادی و سپس، مخازن تحت فشار با بدنه کامپوزیتی، توسط نرم‌افزار آباکوس مدل‌سازی و تنش‌های محیطی و محوری قابل تحمل توسط الیاف، همچنین، معیارهای شکست توسط نرم‌افزار، بررسی و نتایج مقایسه و همچنین، با کدنویسی توسط نرم‌افزار متلب تحلیل خواهد شد. نوع، جهت و زاویه ایده-آل پیچش الیاف مواد کامپوزیتی، برای رسیدن به پایین‌ترین وزن، بالاترین مقاومت و سطح تحمل تنش، بررسی و بهترین زاویه انتخاب خواهد شد. همچنین، نتایج آن توسط نرم‌افزار آباکوس تحلیل و بررسی می‌شود.

کلید واژگان: بهینه‌سازی، مخزن تحت فشار، کامپوزیت، تحلیل تنش، میزان پیچش

## *Mass Optimization of Liquid Fuel Rocket Engines' Under Pressure Reservoirs Utilizing Composites*

*Mehrnaz Roozbahani<sup>1</sup>, Kouros Nekoufar<sup>2</sup>, Hossein Ghenaati<sup>3</sup>*

*1-MSc Student, Aerospace Research Institute*

*2- Assistant Professor, Department of Engineering, Chalous Branch, Islamic Azad University, Chalous, Iran*

*3- MSc Student, Department of Engineering, Chalous Branch, Islamic Azad University, Chalous, Iran*

†Corresponding Author Email: nekoufar@iauc.ac.ir

### Abstract:

The pressure vessel is a closed container designed to hold the fluid in a pressure different from the atmosphere (atmospheric) pressure, which is usually cylindrical or spherical to hold or perform chemical processes of liquids or gases. This experiment is done to optimize the under pressure cylinders. In this thesis the cylinders will be mass optimized and constructed using composite sustenance. The optimization and design is on the basis of figures and final elements analysis. According to this method, first the under pressure cylinders with a thin steel wall and then the under pressure cylinders with composite body are modeled by ABAQUS. Then the exterior and axial tensions tolerable by fibers as well as failure criterion are studied by the software after that, the results will be compared and analyzed by the MATLAB codes. Finally after studying the direction and the ideal angle of fibers curvature in order to get the least weight and the highest tension resistance, the best angle will be chosen and the results will be analyzed by the ABAQUS.

**Keywords:** Optimization, Under Pressure Reservoirs, Composite, Stress Analysis, Torsion Rate

## ۱- مقدمه:

مخزن تحت فشار عبارتست از محفظه‌ای بسته که برای نگهداری سیال در فشاری متفاوت از فشار محیط (اتموسفیر)، طراحی شده است. این مخزن معمولاً به شکل استوانه‌ای یا کره‌ای برای نگهداری یا انجام فرایندهای شیمیایی مایعات یا گازها استفاده می‌شوند که توانایی مقاومت در برابر بارگذاری‌های مختلف (فشار داخلی یا فشار خارجی و خلأ در داخل) را دارند. مخازن سوخت موشک‌ها، یکی از انواع کاربردهای متداول مخازن تحت فشار هستند.

با توجه به اینکه معمولاً مخازن تحت فشار از جنس فولادی هستند، در این پژوهش سعی شده است درباره بهینه‌سازی این مخازن با استفاده از مواد کامپوزیتی تحقیق شود. در همین راستا، مخزن تحت فشار سامانه پیشرانش یک موشک مد نظر قرار خواهد گرفت و با استفاده از نرم‌افزارهای تحلیل عددی و المان محدود، مخازن تحت فشار استوانه‌ای فولادی و کامپوزیتی طراحی، بهینه‌سازی و نتایج حاصله اعتبارسنجی خواهد شد.

یکی از پارامترهای مورد توجه طراح در بعضی از صنایع مانند صنعت هوافضا، عامل وزن است، پس با توجه به وزن مخصوص پایین مواد کامپوزیتی در قیاس با دیگر مواد از جمله فولاد، همچنین، برتری محسوس استحکام نهایی و به طور کلی، مزایای مکانیکی مواد کامپوزیتی در قیاس با فلزات، اهمیت استفاده از این مواد در بعضی از صنایع آشکارتر می‌شود.

اساس بهینه‌سازی و نیز، قیاس مواد کامپوزیت با دیگر مواد در این پژوهش، ابتدا تحلیل عددی با استفاده از فرمولاسیون مکانیک مواد مرکب و استخراج نتیجه به کمک کدنویسی با نرم‌افزار متلب است. شایان ذکر است که در پژوهش پیش رو، اساس تحلیل بر پایه تحلیل مخازن تحت فشار استوانه‌ای خواهد بود. همچنین، برای اعتبارسنجی نتایج، مخزنی از جنس کامپوزیت با ابعادی یکسان توسط نرم‌افزار المان محدود آباکوس، در شرایط مختلف بررسی و نتایج خروجی با تحلیل‌های عددی حاصل از فرمولاسیون مقایسه و اعتبارسنجی شده است.

مخازن سوخت موشک‌ها، یکی از انواع کاربردهای متداول مخازن تحت فشار هستند. موتور موشک با پیشران مایع (سوخت و اکسیدکننده)، از چهار زیرمجموعه اصلی تشکیل شده است:

۱. یک یا چند محفظه پیشرانش یا موتور
۲. یک سامانه کنترل برای نظارت بر عملکرد موتور
۳. یک سامانه افزایش فشار برای خارج ساختن پیشران‌های مایع از مخازن ذخیره
۴. مخازن ذخیره سوخت مایع و اکسیدکننده مایع که مخازن پیشران تحت فشار نام‌گذاری می‌شود [۱]

## ۱-۲- شکل و اندازه مخازن سوخت:

مخازن سوخت، مخزنی تحت فشار هستند. برای موشک‌های با نسبت طول به قطر نسبتاً بزرگ و فضای محدود، شکل استوانه‌ای مخزن به کار برده می‌شود. برای فشارهای نسبتاً بالای مخزن و با حساسیت کمتر نسبت به فضای مرده، مخازن کره‌ای ممکن است بهترین مزیت ممکن را داشته باشند [۲]. کلاسیک مخازن استوانه‌ای می‌تواند شکل کره‌ای یا بیضوی یا به صورت ترکیبی<sup>۱</sup> باشد. اندازه لازم برای حجم یک مخزن سوخت، شامل مجموع حجم سوخت استفاده شده و دیگر حجم‌های مورد نیاز است [۳]:

$$V_t = V + T + B + U \quad 1-1$$

که  $V_t$  حجم کلی طراحی شده مخزن سوخت،  $V$  حجم سوخت استفاده شده،  $T$  حجم سوخت ته‌مانده مخزن و  $B$  حجم سوخت بخار شده و  $U$  حجم خالی مانده مخزن است.

## ۱-۳- بارهای اعمالی بر مخازن سوخت موشک:

مخازن سوخت در اکثر موشک‌ها جزئی از بدنه موشک هستند و باید در مقابل بارهای احتمالی زیر مقاومت کنند [۴]:

۱. بارهای فشار داخلی و اثرات دینامیکی
  ۲. بارهای تراست محوری و اثرات دینامیکی
  ۳. لنگرهای خمشی به واسطه شتاب‌های متعامد، اثرات با دو تغییر مکان مرکز ثقل
  ۴. نیروهای آیرودینامیکی
  ۵. نیروهای کنترل بردار تراست
  ۶. بارهای ارتعاشی
  ۷. بارهای حاصله از ترتیب قرار گرفتن قسمت‌های مختلف موشک
  ۸. بارهای حاصله از ناپایداری‌ها و گرادیان‌های حرارتی
  ۹. بارهای حاصله بر اثر جابجایی‌های بعد از ساخت
- در اکثر سیستم‌های موشکی بارهای فشار داخلی مخزن و بارهای تراست محوری از اصلی‌ترین بارهای اعمالی هستند. دیگر بارها به ارزیابی دقیق احتیاج دارند که شامل تست‌های مدل یا تست‌های با اندازه اصلی می‌شود.

## ۱-۴- آنالیز تنش مخزن:

آنالیز تنش می‌تواند گسیختگی مخزن را تحت تأثیر بارهای اعمالی و اثرات جانبی پیشگویی کند تا بتوان با اتخاذ روش‌هایی مانع از گسیختگی شد. در آنالیز تنش برای طراحی مکانیکی، بارهای اعمالی و شرایط محیطی باید به طور پیوسته در نظر گرفته شوند. تنش‌ها و کرنش‌هایی که در اجزای مکانیکی توسط نیروهای خارجی حاصل می‌شوند و آنها را بارها می‌نامند به طور چشمگیری توسط اثرات محیطی مانند درجه حرارت، واکنش‌های شیمیایی، خوردگی و غیره متأثر می‌شوند.

اند [۱۱]. در پژوهش پیش رو، بهینه‌سازی شکل کلگی و همچنین، به دست آوردن زاویه بهینه رشته پیچی توسط نرم‌افزارهای متلب و آباکوس انجام می‌شود.

#### ۷-۱- فرضیات مسئله:

پیش‌فرض‌های طراحی مخزنی که به عنوان نمونه‌ای از مخازن تحت فشار تحلیل خواهد شد، به شرح زیر است:  
 نوع مخزن: مخزن تحت فشار (تنها نیرویی که در محاسبات و طراحی لحاظ می‌شود، نیروی ناشی از فشار داخلی مخزن خواهد بود).

- شکل مخزن: مخزن استوانه‌ای با دو کلگی به شکل نیم‌کره
- شعاع مخزن: ۱ متر
- طول قسمت استوانه‌ای مخزن: ۵ متر
- فشار داخلی مخزن: ۲ مگاپاسکال
- تنش‌های حرارتی ناشی از پخت شدن<sup>۸</sup> مخزن در بارگذاری مخزن لحاظ می‌شود. محدوده دمای پخت مخزن ۱۸۰-۲۵ درجه سانتی‌گراد خواهد بود.
- جنس مخزن اولیه: فولاد St-52

تئوری استفاده‌شده در طراحی مخزن اولیه: تئوری مخازن جدار نازک استوانه‌ای

جنس مخزن ثانویه بهینه‌شده: کامپوزیت پلیمری  
 تئوری استفاده‌شده در طراحی مخزن ثانویه بهینه‌شده: تئوری شکست سای-وو<sup>۹</sup>.

نوع و جنس لایه‌های کامپوزیتی: گرافیت-اپوکسی تک‌جهته (مشخصات و خواص مکانیکی یک لایه تک‌جهته کامپوزیت گرافیت اپوکسی در جدول ۱ فهرست شده است).

جدول (۱): خواص مکانیکی یک لایه تک‌جهته از کامپوزیت

#### گرافیت اپوکسی

مقدار	واحد	نماد	مشخصه
۱۸۱	<b>GPa</b>	$E_1$	مدول الاستیک طولی
۱۰/۳	<b>GPa</b>	$E_2$	مدول الاستیک عرضی
۰/۲۸	-	$\nu_{12}$	ضریب پواسون
۷/۱۷	<b>GPa</b>	$G_{12}$	مدول برشی
۱۵۰۰	<b>MPa</b>	$(\sigma_1^T)_{ult}$	استحکام کششی طولی نهایی
۱۵۰۰	<b>MPa</b>	$(\sigma_1^C)_{ult}$	استحکام فشاری طولی نهایی

#### ۵-۱- اهمیت مواد و مصالح مورد نیاز در طراحی مخزن:

موادی که در ساختمان مخازن تحت فشار به کار برده می‌شوند معمولاً به صورت زیر گروه‌بندی شوند:

۱. فولاد شامل آلیاژ کم‌کربن و پرکربن و پوششی از فولاد ضدزنگ یا دیگر فولادها
۲. غیرفولادی شامل آلومینیوم، مس، نیکل و آلیاژهای آنها
۳. فلزات با اهداف خاص شامل تیتانیوم، زیرکونیوم و غیره
۴. مواد کامپوزیتی

#### ۱-۵-۱- مزایای کامپوزیت‌ها

به طور کلی، مزایای مواد کامپوزیتی به شرح ذیل است:

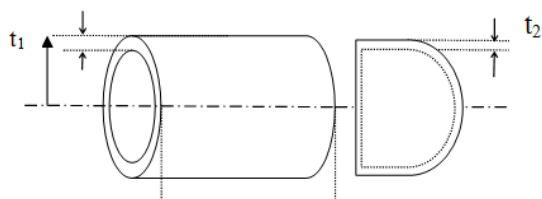
- مقاومت مکانیکی بالا نسبت به وزن
- خصوصیات خستگی عالی نسبت به فلزات
- خواص عایق حرارتی خوب
- خیز کمتر (حتی ده‌ها برابر کمتر) نسبت به فلزات تحت یک بارگذاری معین، به دلیل صلبیت بیشتر
- استحکام ویژه و مدول ویژه بالا

#### ۱-۶- پیشینه تحقیق:

تاکنون کارهای متعددی در زمینه بهینه‌سازی پارامترهای طراحی مخازن تحت فشار الیاف پیچی شده انجام شده است. فوکانگا و چو<sup>۲</sup>، یک روش بهینه‌سازی چندلایه‌ای برای مخازن تحت فشار استوانه‌ای-الیاف پیچی شده تحت قیود استحکام و سفتی ارائه دادند [۵]. آدلی<sup>۳</sup> و همکاران یک الگوریتم طراحی بهینه، برای مخازن تحت فشار استوانه-ای چندلایه متقارن پیشنهاد کردند [۶]. کریکانو<sup>۴</sup>، همچنین، جانکی<sup>۵</sup> و همکاران، یک رهیافت تحلیلی برای بهینه‌سازی مخازن کامپوزیتی تحت فشار تحت قیود سفتی و استحکام ارائه دادند [۷-۸]. این تحقیقات بیشتر بر پایه تحلیل ساده یا روش‌های تجربی هستند و اثرات شکل کلگی در نظر گرفته نشده است. طراحی بهینه پروفیل کلگی برای مخازن تحت فشار موضوع تحقیقات بسیاری بوده است. هافدیتز<sup>۶</sup> تحلیل شبکه‌ای و ارتوتروپ را برای حل مسائل طراحی کلگی به کار برد [۹]. لین و هوانگ پارامتری با نام ضریب کارایی را برای ارزیابی بازده سازه‌های کلگی مخازن به کار بردند. آنها یک روش طراحی کلگی بهینه را براساس معیار شکست سای-هیل<sup>۷</sup> و تئوری صفحه ارتوتروپ معرفی کردند [۱۰]. لیانگ و همکاران طراحی بهینه پروفیل کلگی مخازن تحت فشار الیاف پیچی شده را در معرض محدودیت‌های هندسی، شرایط پیچش و معیار شکست سای-وو بررسی کرده و روش مسیر امکان‌پذیر را برای بهینه‌کردن ضریب شکل به کار برده-

2. Fukunaga, Chou
3. Adali
4. Krikanov
5. Jaunky
6. Hofeditz
7. Tsai-Hill

8. Cure
9. Tsai- Wu



شکل (۱): ضخامت‌های لحاظ‌شده در روابط مخزن فولادی

با در نظر گرفتن ارتفاع ۵ متری مخزن، برای به دست آوردن وزن کل مخزن، ابتدا حجم آن محاسبه و سپس، در چگالی فولاد ضرب می‌شود:

$$V = (A_1 * t_1) + (A_2 * t_2)$$

$$A_1 = 4\pi R^2 = 4\pi$$

$$A_2 = 2\pi R h = 10\pi$$

$$V = (4\pi * 7.22 * 10^{-3}) + (10\pi * 3.61 * 10^{-3}) = 0.204 m^3$$

$$\rho = 7850 \text{ Kg}/m^3$$

$$m = V * \rho = 0.204 * 7850 = 1601 \text{ Kg}$$

#### ۹-۱- استفاده از روابط مخازن جدار نازک استوانه‌ای:

در این مخازن با فرض اینکه ضخامت مخزن به اندازه‌ای نسبت به قطر مخزن کوچک است که می‌توان از تنش‌های شعاعی صرف نظر کرد،  $\sigma_L$  تنش طولی،  $\sigma_\theta$  تنش عرضی و  $\sigma_R$  تنش شعاعی است که طبق روابط زیر تعیین می‌شود:

$$\sigma_L = \frac{PR}{2t} \quad ۴-۱$$

$$\sigma_\theta = \frac{PR}{t} \quad ۵-۱$$

$$\sigma_R = 0 \quad ۶-۱$$

#### ۱-۹-۱ طراحی مخزن بهینه کامپوزیتی (ثانویه) به روش

شبه‌کای<sup>۱</sup>:

پس از بررسی و تحلیل مخزن فولادی، در ادامه برای بهینه‌سازی مخزن اولیه، مخزن از جنس کامپوزیت گرافیت اپوکسی در نظر گرفته و فرایند طراحی آغاز می‌شود.

#### ۲-۹-۱ به دست آوردن زاویه بهینه رشته‌پیچی الیاف:

با تحلیل نیرویی یک مخزن کامپوزیتی تحت فشار داخلی، به طوری که تمام بار اعمالی توسط کامپوزیت تحمل شود (بدون در نظر گرفتن استحکام مندرل<sup>۲</sup>)، با توجه به دو برابر بودن تنش محیطی

۴۰	MPa	$(\sigma_2^T)_{ult}$	استحکام کششی عرضی نهایی
۲۴۶	MPa	$(\sigma_2^C)_{ult}$	استحکام فشاری عرضی نهایی
۶۸	MPa	$(\tau_{12})_{ult}$	استحکام برشی درون صفحه‌ای نهایی
۰/۰۲	$\mu m/m/^\circ C$	$\alpha_1$	ضریب طولی انبساط حرارتی
۲۲/۵	$\mu m/m/^\circ C$	$\alpha_2$	ضریب عرضی انبساط حرارتی
۰/۱۲۵	mm	-	ضخامت هر لایه مفروض
۱۶۰۰	$kg/m^3$	$\rho$	چگالی
۲۴۶	MPa	$(\sigma_2^C)_{ult}$	استحکام فشاری عرضی نهایی

#### ۸-۱- طراحی مخزن فولادی (اولیه) با تئوری مخازن جدار

نازک جوشکاری‌شده

به دلیل جوشکاری ورق‌های خم‌شده و استفاده غیریکپارچه از یک ورق در مخزنی با این ابعاد، با استفاده از هندبوک‌های طراحی مخازن تحت فشار با ویژگی مخازن جداره نازک و با فشار داخلی، می‌توان از روابط زیر ضخامت مخزن (شکل ۱) را محاسبه کرد (فولاد استفاده‌شده در این مخزن St-52 با مشخصات  $\sigma_y = 325 \text{ Mpa}$ ،  $\sigma_u = 510 \text{ Mpa}$  و  $E=207 \text{ Gpa}$  و  $\nu=0.29$  است، با فرضیات مسئله  $P=2 \text{ Mpa}$  و  $R=1 \text{ m}$ ):

۲-۱

$$t_1 = \frac{PR}{0.85\sigma_y + 0.4P}$$

$$t_1 = \frac{2 * 10^6 * 1}{0.85 * 325 * 10^6 + 0.4 * 2 * 10^6} = 7.22 \text{ mm}$$

۳-۱

$$t_2 = \frac{PR}{1.7\sigma_y + 0.8P}$$

$$t_2 = \frac{2 * 10^6 * 1}{1.7 * 325 * 10^6 + 0.8 * 2 * 10^6} = 3.61 \text{ mm}$$

1. Netting Theory

2. Mandrel

این کرنش ناشی از تغییرات درجه حرارت مخزن در زمان پخت و عمل‌آوری<sup>۱</sup> است. با توجه به اینکه تغییر دما، مؤلفه کرنش برشی ندارد (هیچ کرنش برشی در محورهای ماده القا نمی‌شود)، کرنش‌های القایی حرارتی به صورت ذیل خواهد بود:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1^T \\ \varepsilon_2^T \\ \gamma_{12}^T \end{bmatrix} = \Delta T \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad 9-1$$

که در آن  $\varepsilon_1^T$  کرنش حرارتی در جهت ۱،  $\varepsilon_2^T$  کرنش حرارتی در جهت ۲ و  $\gamma_{12}^T$  کرنش برشی در صفحه است. با توجه به فرضیات مسئله و محدوده دمای پخت:

$$\alpha_1 = 0.02 * 10^{-6} / ^\circ\text{C} \quad \alpha_2 = 22.5 * 10^{-6} / ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = (25 - 180) = -15$$

برای به دست آوردن تنش‌های حرارتی رابطه (۱۰-۱) استفاده می‌شود:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1^T \\ \sigma_2^T \\ \tau_{12}^T \end{bmatrix} = [Q] * \begin{bmatrix} \varepsilon_1^T \\ \varepsilon_2^T \\ \gamma_{12}^T \end{bmatrix} \quad 10-1$$

که  $[Q]$  ماتریس سفتی<sup>۲</sup> نام دارد و مقدار آن از رابطه (۱۱-۱) حاصل می‌شود:

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & \frac{\nu_{12}E_2}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & 0 \\ 0 & \frac{E_2}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \quad 11-1$$

که  $\nu_{21}$  از رابطه ذیل محاسبه می‌شود:

$$\frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2} \quad 12-1$$

با جاگذاری مقادیر در رابطه (۱۰-۱) و ضرب ماتریس سفتی در کرنش‌های حرارتی، تنش‌های اصلی حرارتی (در جهت الیاف) برحسب پاسکال حاصل می‌شود:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1^T \\ \sigma_2^T \\ \tau_{12}^T \end{bmatrix} = 10^7 * \begin{bmatrix} -1.0667 \\ -3.6091 \\ 0 \end{bmatrix}$$

### ۱-۱۱-۲- تنش‌های اصلی مکانیکی مخزن:

برای تخمین کرنش‌های مکانیکی مخزن ابتدا باید تنش‌های مخزن در ضخامت لایه‌ها به دست آید که این امر نیازمند به دست آوردن ضخامت کلی کامپوزیت است. با توجه به شرایط طراحی، ابتدا باید یک ضخامت را حدس زد و سپس، با روش آزمون و خطا و جاگذاری نتایج در رابطه سای - وو به بهینه‌ترین حالت (نزدیک‌ترین عدد کوچک‌تر از ۱) دست یافت، ضخامت ۱۹ میلی‌متر برای ضخامت کلی مخزن انتخاب شده است و براساس آن طراحی انجام خواهد شد.

نسبت به محوری، زاویه بهینه رشته‌پیچی الیاف ۵۴/۷۵ درجه به دست می‌آید.

### ۱-۱۰-۱- استفاده از روابط سای-وو برای طراحی:

این تئوری گسیختگی بر مبنای تئوری گسیختگی انرژی کل است. سای-وو تئوری گسیختگی را بر یک لایه در تنش صفحه‌ای اعمال کرد. یک لایه گسیخته لحاظ می‌شود اگر شرایط معادله ذیل برقرار نباشد:

$$H_1\sigma_1 + H_2\sigma_2 + H_6\tau_{12} + H_{11}\sigma_1^2 + H_{22}\sigma_2^2 + H_{66}\tau_{12}^2 + 2H_{12}\sigma_1\sigma_2 < 1$$

که در آن مؤلفه‌های  $H_1, H_2, H_6, H_{11}, H_{22}, H_{66}$  و تانسورهای مقاومت هستند که از تئوری گسیختگی با استفاده از پنج پارامتر استحکام یک لایه تک‌جهته، طبق روابط زیر به دست می‌آیند:

می‌آیند:

۸-۱

$$H_1 = \frac{1}{(\sigma_1^T)_{ult}} - \frac{1}{(\sigma_1^C)_{ult}}$$

$$H_{11} = \frac{1}{(\sigma_1^T)_{ult} \cdot (\sigma_1^C)_{ult}}$$

$$H_2 = \frac{1}{(\sigma_2^T)_{ult}} - \frac{1}{(\sigma_2^C)_{ult}}$$

$$H_{22} = \frac{1}{(\sigma_2^T)_{ult} \cdot (\sigma_2^C)_{ult}}$$

$$H_6 = 0$$

$$H_{66} = \frac{1}{(\tau_{12})_{ult}^2}$$

$$H_{12} = -\frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{(\sigma_1^T)_{ult} (\sigma_1^C)_{ult} (\sigma_2^T)_{ult} (\sigma_2^C)_{ult}}}$$

با جاگذاری مقادیر مسئله در رابطه (۱-۷)، مقدار تانسورهای تنش

به دست خواهد آمد که مقادیر آن به شرح ذیل خواهد بود:

$$H_1 = 0, \quad H_{11} = 4.44 * 10^{-19}$$

$$H_2 = 2.0935 * 10^{-8}$$

$$H_{22} = 1.0163 *$$

$$H_{66} = 2.162 * 10^{-16}$$

$$H_{12} = -3.3603 * 10^{-18}$$

### ۱-۱۱-۱- تنش‌های اصلی حرارتی مخزن:

برای به دست آوردن تنش‌های حرارتی ابتدا باید کرنش‌های حرارتی را تخمین زد.

### ۱-۱۱-۱-۱- کرنش‌های حرارتی مخزن:

1. Cure

2. Stiffness matrix

تعداد لایه‌ها	ضخامت (mm)	سای - وو
۸۰	۱۰	۳/۳۸۵۱
۱۲۰	۱۵	۱/۵۷۰۵
۱۳۶	۱۷	۱/۲۱۲۹
۱۴۴	۱۸	۱/۰۷۱۸
۱۵۲	۱۹	۰/۹۴۹۳
۱۶۰	۲۰	۰/۸۴۲۳
۱۶۸	۲۱	۰/۷۸۸۰

همان‌طور که ملاحظه می‌شود، بهینه‌ترین ضخامت از لحاظ تئوری سای - وو ضخامت ۱۹ میلی‌متر است. همچنین، با تقسیم ضخامت بهینه کل طراحی (۱۹ میلی‌متر) بر ضخامت هر لایه گرافیت اپوکسی تک جهته (۰/۱۲۵ میلی‌متر)، عدد ۱۵۲ حاصل می‌شود که این عدد همان تعداد کلی لایه‌ها برای این ضخامت است.

با توجه به عدد به دست‌آمده از رابطه سای - وو (0.9493) برای به دست آوردن ضریب اطمینان طراحی  $1.05 = \frac{1}{0.9493}$  می‌شود. همچنین برای محاسبه وزن مخزن توسط لایه‌چینی به دست‌آمده و با توجه به شکل استوانه‌ای مخزن و نظر به اینکه  $\rho = 1600 \text{ Kg/m}^3$  و  $A_2 = 10\pi$  و  $A_1 = 4\pi$

$$V = (A_1 * t_1) + (A_2 * t_2) = 0.836 \text{ m}^3$$

$$m = V * \rho = 0.836 * 1600 = 1338 \text{ Kg}$$

### ۲- تجزیه و تحلیل یافته‌ها:

با استفاده از مقادیر بهینه به دست‌آمده از نرم‌افزار متلب، مخزنی با همان ابعاد شبیه‌سازی، تمام شرایط حاصله در آن مدل‌سازی و با نرم‌افزار آباکوس تحلیل شده است. برای شروع تحلیل با نرم‌افزار آباکوس، فرضیاتی در نظر گرفته شده است که در ادامه شرح داده می‌شود:

#### ۲-۱-۱-۱- شرایط هندسه جسم:

با المان پوسته<sup>۱</sup> مد نظر قرار گرفت. با توجه به شرایط مسئله جنس پوسته از گرافیت اپوکسی انتخاب و شروع به خواص‌دهی جسم شد. (مقادیر جدول ۱)

پس با توجه به روابط (۴-۱) و (۵-۱)،  $\sigma_x = 52.63 * 10^6$  و  $\sigma_y = 105.26 * 10^6$  و  $\tau_{xy} = 0$  است. اکنون برای محاسبه تنش‌های مکانیکی کل حاصل از فشار درونی مخزن:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1^M \\ \sigma_2^M \\ \tau_{12}^M \end{bmatrix} = [T] * \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ 0 \end{bmatrix} \quad ۱۳-۱$$

که  $[T]$  ماتریس تبدیل است.

با قرار دادن زاویه بهینه  $\theta = 54.75^\circ$  در رابطه (۱۲-۱) و جاگذاری مقادیر در رابطه (۱۱-۱) مقادیر تنش‌های مکانیکی اصلی (در جهت الیاف) که حاصل از فشار درونی مخزن است (برحسب پاسکال)، به دست می‌آید:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1^M \\ \sigma_2^M \\ \tau_{12}^M \end{bmatrix} = 10^6 * \begin{bmatrix} 87.773 \\ 70.163 \\ 24.806 \end{bmatrix} Pa$$

#### ۱-۱-۱-۳- تنش‌های اصلی کل مخزن:

با جمع جبری تنش‌های مکانیکی و حرارتی می‌توان به تنش‌های اصلی کلی (برحسب مگاپاسکال) رسید:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix}^{total} = \begin{bmatrix} \sigma_1^M \\ \sigma_2^M \\ \tau_{12}^M \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_1^T \\ \sigma_2^T \\ \tau_{12}^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 77.065 \\ 34.072 \\ 24.806 \end{bmatrix} MPa$$

#### ۱-۱-۲- مقداردهی در رابطه سای - وو برای تست گسیختگی

لایه:

با جاگذاری تنش‌های اصلی کل (رابطه ۱-۱۴) در معادله سای - وو و همچنین، جاگذاری مؤلفه‌های گسیختگی و تانسورهای تنش در معادله سای - وو (رابطه ۷-۱) شرط مورد نظر ارضا می‌شود:

$$(H_1 \sigma_1 + H_2 \sigma_2 + H_6 \tau_{12} + H_{11} \sigma_1^2 + H_{22} \sigma_2^2 + H_{66} \tau_{12}^2 + 2H_{12} \sigma_1 \sigma_2 = 0.9493) < 1$$

پس شرایط معادله سای - وو در حالتی ایده‌آل و نزدیک به ۱ برقرار شد. شایان ذکر است که با علم به اینکه ضخامت ۱۹ میلی‌متر ضخامت بهینه است، این ضخامت از ابتدا در طراحی حدس زده شد تا مقادیر عددی روابط با این ضخامت (ضخامت بهینه) ملاحظه شود. در جدول ۲ چند ضخامت گوناگون دیگر براساس رابطه سای - وو را برای مقایسه فهرست شده است.

جدول (۲): مقادیر به دست‌آمده طراحی برای ضخامت‌های گوناگون توسط برنامه متلب

<sup>۱</sup>. Shell

۲-۱-۳- شرایط مرزی:

- کنگی‌های مخزن مقید می‌شوند؛ یعنی کنگی‌ها هیچ جابجایی در راستای عمود بر مخزن نداشته باشند که در نرم‌افزار  $U_x = 0$  لحاظ شد.
- برای جلوگیری از دوران مخزن حول محور خود، کنگی‌های مخزن در برابر دوران مقید شود، بنابراین،  $UR_y = 0$  لحاظ شد.



۲-۱-۴- تحلیل شرایط گسیختگی مخزن با توجه به تئوری

سای - وو:

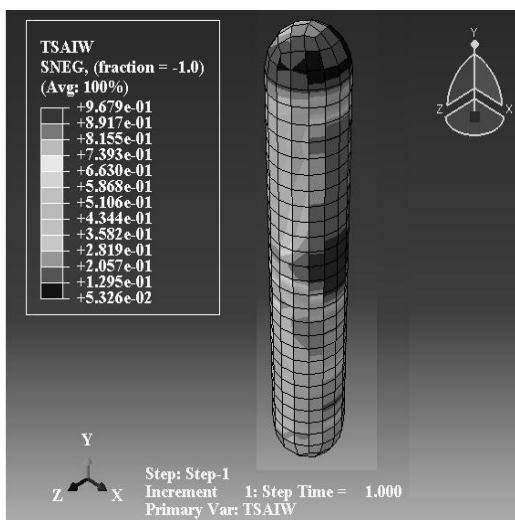
شکل شماره ۴ شرایط مخزن تحت اعمال تئوری گسیختگی سای - وو را نمایش می‌دهد که بیشینه مقدار حاصل از معادله سای - وو در مخزن ۰/۹۶۷۹ است. اگر مقدار حاصل از معادله سای - وو کوچک‌تر از ۱ باشد، مخزن گسیخته لحاظ نمی‌شود. از طرفی، مقدار حاصل از نرم‌افزار بسیار نزدیک به یک است، زیرا شرایط بهینه برای تحلیل انتخاب شد. همچنین، با توجه به اینکه بهینه‌ترین حالت ممکن برای انتخاب ضخامت مخزن مد نظر است، بنابراین ضریب اطمینان طراحی، تنها کمی بزرگ‌تر از ۱ است. مقدار ضریب اطمینان حاصله از نرم‌افزار  $1.03 = \frac{1}{0.9679}$  خواهد بود. همانطور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، نقاطی که بیشترین مقدار معادله سای - وو را دارند، یعنی بحرانی‌ترین نقاط از لحاظ گسیختگی در مخزن، بیشتر در مرکز پوسته مخزن جای گرفته‌اند و به سمت کنگی‌ها از مقدار پراکندگی آنها کاسته می‌شود.

شکل (۲): حجم‌دهی و ساخت هندسه مخزن ثانویه

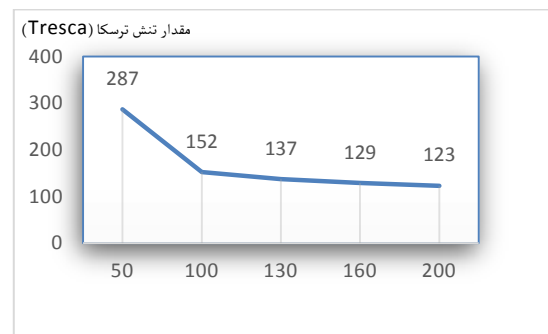
هندسه جسم با توجه به شرایط مفروض مسئله (مخزنی استوانه‌ای به طول ۵ متر و شعاع ۱ متر و دو کنگی به شکل نیم‌کره) طراحی و همچنین، برای انتخاب ضخامت گرافیت اپوکسی، همان ضخامت بهینه به دست‌آمده ۱۹ میلی‌متر لحاظ شد.

۲-۱-۲- همگرایی مش:

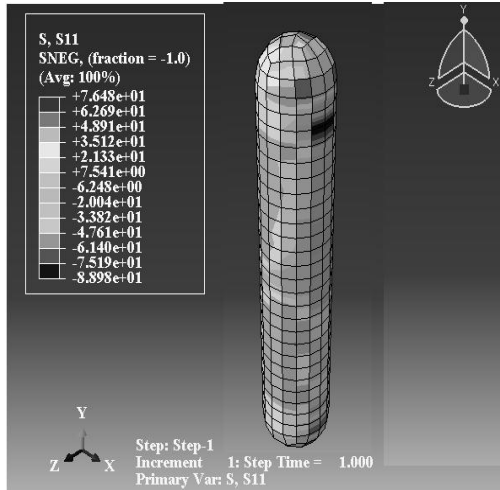
برای اعتبار داشتن یک حل المان محدود، باید همگرایی افتاد افتاده باشد؛ یعنی از لحاظ تئوری، هرچه المان‌ها ریزتر شوند، جواب‌ها تغییری نکنند. تضمین این اتفاق که اصل معتبر بودن حل را تعیین می‌کند، اعتبارسنجی خوانده می‌شود. در این پژوهش به منظور اعتبارسنجی، مطابق شکل ۳، درصد اختلاف تنش ترسکای مخزن با مش ۵۰ بررسی و به ترتیب تا ۲۰۰ مش افزایش داده شد که اختلافی کمتر از ۰.۵٪ با مش بهینه حاصل شد. بنابراین، مقدار مش ۲۰۰ برای مخزن کامپوزیتی مفروض این پژوهش، مقداری بهینه است و براساس آن جسم مش‌بندی و تحلیل آغاز شد. برای رسیدن به دقت بیشتر و همچنین، حداقل رساندن ضریب خطا شکل مش مربعی اختیار شد.



شکل (۴): تحلیل مخزن کامپوزیتی با توجه به تئوری سای - وو



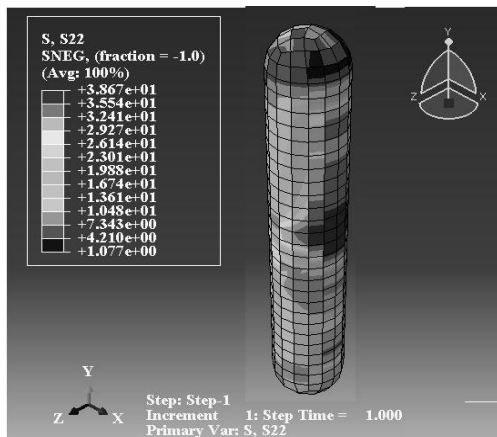
شکل (۳): رسیدن به همگرایی مش با نسبت تعداد مش به مقدار تنش



شکل (۶): تنش اعمالی بر مخزن در راستای محور

#### ۲-۴- تحلیل تنش در راستای محیطی مخزن

شکل ۷ مقدار تنش در راستای محیطی مخزن را نشان می‌دهد که بیشترین مقدار تنش در راستای محیطی، حدود ۳۸ مگاپاسکال است و بیشترین تنش محیطی در وسط مخزن اتفاق می‌افتد.



شکل (۷): تنش اعمالی در راستای محیطی مخزن

نتایج خروجی نرم‌افزار متلب مقدار تنش محیطی حدود ۳۴ مگاپاسکال را نشان داد و نتایج خروجی دو نرم‌افزار اختلافی حدود ۱۱ درصد دارند که قابل اغماض است و نشان می‌دهد نتایج معتبر هستند.

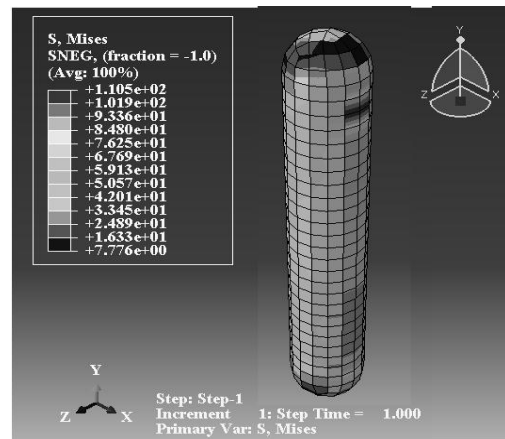
#### ۲-۵- تحلیل مقدار جابجایی کلی پوسته مخزن:

در شکل ۸ مقدار جابجایی کلی پوسته مخزن مشاهده می‌شود که بیشترین مقدار جابجایی در پوسته ۲/۷ میلی‌متر و محل آن، روی قسمت استوانه‌ای و نزدیک به کنگی‌های مخزن است. با توجه به مقید کردن کنگی‌های مخزن در شرایط مرزی، در این نواحی جابجایی رخ نمی‌دهد.

از طرفی، کنگی‌ها، امن‌ترین نقطه مخزن یعنی نواحی با کمترین احتمال گسیختگی در مخزن هستند. شایان ذکر است که با توجه به جدول ۲ مقدار تئوری سای - وو که توسط نرم‌افزار متلب و با توجه به روابط عددی حاصل شد، ۰/۹۴۹۳ است که اختلاف بسیار کمی حدود ۲٪ دارند. پس می‌توان نتایج حاصله را با دقت بالایی پذیرفت.

#### ۲-۲- تحلیل تنش اعمالی کل بر سازه مخزن:

در شکل ۵ تحلیل مخزن با توجه به مقدار تنش وارده کل بر مخزن نمایش داده شده است و همان‌طور که مشخص است در نقاط نزدیک به کنگی مخزن، تنش به حداکثر مقدار حدود ۱۱۰/۵ مگاپاسکال می‌رسد. همچنین، مقدار تنش در کنگی‌ها حدود ۶ درصد حداکثر تنش است. یکی از دلایل پایین بودن تنش در کنگی‌ها شکل هندسی کروی آنهاست.



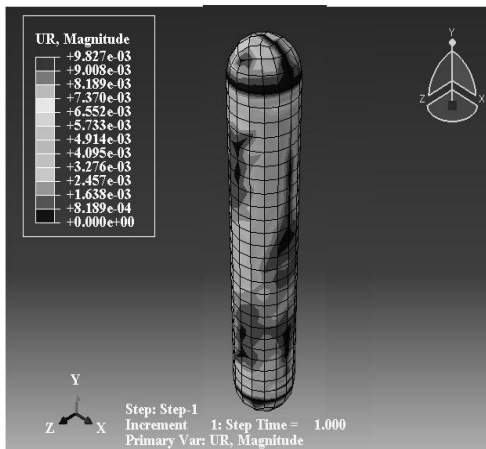
شکل (۵): تحلیل مخزن کامپوزیتی با توجه به مقدار تنش کل وارده بر مخزن

#### ۲-۳- تحلیل تنش در راستای محور مخزن:

در شکل ۶ تنش در راستای محور مخزن نمایش داده شده است که در راستای محور مخزن تقریباً به صورت یکنواخت است. با توجه به شکل، بیشترین مقدار تنش در راستای محور مخزن حدود ۷۶ کیلوپاسکال است. طبق نتایج خروجی نرم‌افزار متلب و تحلیل عددی روابط (رابطه ۱-۱۴)، مقدار تنش محوری ۷۷ مگاپاسکال بود و نتایج خروجی دو نرم‌افزار اختلافی حدود ۱٪ دارند که نشان می‌دهد نتایج به دست آمده معتبر است.



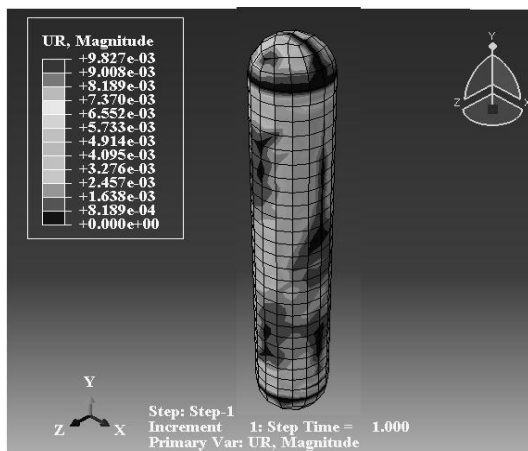
قسمت فوقانی یک مخزن کشیدگی رخ دهد، به همان مقدار، در قسمت تحتانی کشیدگی حاصل می‌شود.



شکل (۱۰): جابجایی مخزن در راستای محیطی

### ۸-۲- تحلیل میزان پیچش کلی مخزن:

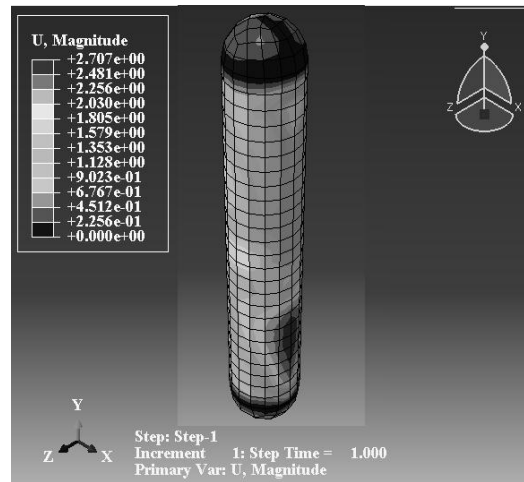
شکل ۱۱، میزان پیچش کلی مخزن را نشان می‌دهد. مقدار پیچش در مخزن بسیار کوچک است و در اکثر نقاط پیچش وجود ندارد، بنابراین پیچش مخزن قابل چشم‌پوشی است.



شکل (۱۱): نمایش میزان پیچش کلی مخزن

### ۹-۲- لحظه انفجار مخزن به صورت گرافیکی

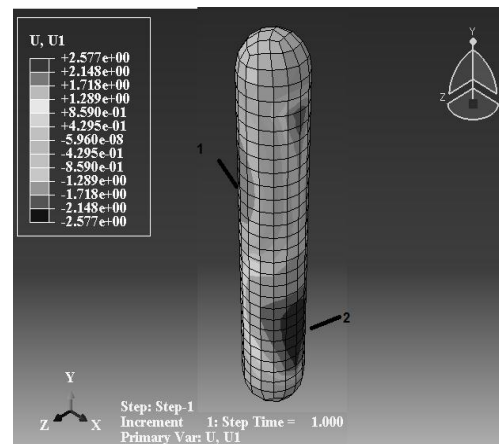
شکل ۱۲ لحظه انفجار مخزن را به صورت گرافیکی نشان می‌دهد. در این شکل، به جای اینکه جابجایی ناشی از لحظه گسیختگی مخزن با مقدار نشان داده شود، این لحظه به صورت گرافیکی به تصویر کشیده شده است.



شکل (۸): تحلیل مقدار جابجایی کلی پوسته مخزن

### ۶-۲- تحلیل مقدار جابجایی در راستای محوری مخزن:

در شکل ۹ می‌توان مقدار جابجایی در راستای محوری مخزن را مشاهده کرد. نواحی مشخص شده با عدد ۱ مقدار منفی دارند، یعنی در این نواحی، مخزن در راستای محوری دارای فشردگی می‌شود و همچنین در نقاط مشخص شده با عدد ۲، مخزن در راستای محوری دچار کشیدگی می‌شود. بیشترین مقدار جابجایی در راستای محوری، ۲/۶ میلی‌متر است.



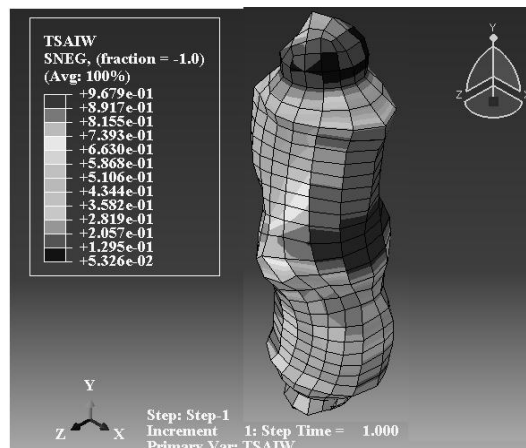
شکل (۹): جابجایی مخزن در راستای محوری

### ۷-۲- تحلیل مقدار جابجایی در راستای محیطی مخزن:

شکل ۱۰ جابجایی مخزن در راستای محیطی را نشان می‌دهد. بیشترین جابجایی محیطی در وسط قسمت استوانه‌ای مخزن با مقدار ۰/۹ میلی‌متر است. مقادیر منفی در پشت مخزن، فشردگی برابر مقداری کشیدگی در نقطه مقابل را نشان می‌دهد. بدیهی است اگر در

جدول (۳): مقایسه نتایج نرم‌افزارهای متلب و آباکوس

پارامتر	مقدار عددی در نرم‌افزار متلب	مقدار عددی در نرم‌افزار آباکوس	مقدار عددی در درصد اختلاف دو نرم‌افزار
مقدار تئوری سای-وو	۰/۹۴۹۳	۰/۹۶۷۹	۲
مقدار تنش در راستای محوری مخزن (مگاپاسکال)	۷۷	۷۶	۲
مقدار تنش در راستای محیطی مخزن (مگاپاسکال)	۳۴	۳۹	۱۲



شکل (۱۲): لحظه انفجار مخزن به صورت گرافیکی

جدول (۴): مقایسه طراحی مخزن فولادی و مخزن کامپوزیتی

بهینه‌شده

وزن (kg)	ضخامت (mm)	نوع جنس مخزن تحت فشار داخلی استوانه‌ای
۱۶۰۱	۷	مخزن تحت فشار داخلی فولادی از نوع فولاد St-52
۱۳۳۸	۱۹	مخزن تحت فشار کامپوزیتی از نوع گرافیت اپوکسی با زاویه بهینه رشته‌پیچی ۵۴/۷۵ درجه

۴- مراجع :

- [1] M.J.Zucrow, *Aircraft and Missile Propulsion*, John Wiley&Sons Inc., Vol 2, Second Printing, 1964, Ch.10, pp. 124-137
- [2] D.R. Bartz, *Factors Which Influence the Suitability of Liquid Propellant as Rocket Motor Regenerative Coolants*, Jet Propulsion Laboratory, Calif. Institute of Tecnology, Technical Memorandum, No. 20-139, p 12-1132
- [3] J.f. Tormey, *Liquid Rocket Propellants*, *Aero. Eng. Rev.*, Vol. 16, October 1957, p 55.
- [4] D.Altman and S.S. Penner, *Combustion of Liquid Propellants*, Princeton Aeronautical Paperbacks, C. Du P. Donaldson, General Editor, Liquid Propellant Rockets, Princeton University Press, 1960, Section L,84.
- [5] H. Fukunaga, T.W. Chou, *Simplified Design Techniques for Laminated Cylindrical Pressure Vessels under Stiffness and Strength Constraints*, *Composite Materials*, Vol. 22, pp. 1156-69, 1988.
- [6] S.Adali, E.B.Summers, V.E.Verijenko, *Optimiza-*

۳- نتیجه‌گیری:

در جدول ۳ نتایج این دو نرم‌افزار با هم مقایسه شده است تا درصد خطا مشخص شود و بتوان نتایج را اعتبارسنجی کرد. با توجه به داده‌های جدول می‌توان گفت که مجموع اختلاف پارامترهای خروجی دو نرم‌افزار کمتر از ۵٪ و تقریباً ایده‌آل است، بنابراین، می‌توان به این نتیجه رسید که نتایج حاصله معتبر بوده و درصد خطای بسیار پایینی دارد که قابل اغماض است.

در این پژوهش ابتدا مخزن تحت فشار فولادی طراحی و سپس، به وسیله طراحی مخزنی کامپوزیتی، بهینه‌سازی شد. بهینه‌سازی یادشده توسط نرم‌افزارهای متلب و آباکوس همراه تحلیل عددی انجام شد که نتایج به دست آمده در جدول ۴ فهرست شده است. توسط جایگزینی ماده گرافیت اپوکسی با فولاد St-52 حدود ۲۰٪ از وزن مخزن استوانه‌ای تحت فشار کاهش یافت:

$$\frac{1601 - 1338}{1338} = 0.197 \cong 20\%$$

بنابراین، با توجه به اینکه یکی از مهم‌ترین اهداف این پژوهش، بهینه‌سازی وزنی مخازن تحت فشار توسط مواد کامپوزیتی است، با رسیدن به کاهش ۲۰٪ وزن می‌توان گفت که تا حدود زیادی هدف انجام این پژوهش محقق شده است.

tion of Laminated Cylindrical Pressure Vessels under Strength Criterion, *Composite Structures*, Vol. 25, pp. 305-12, 1993.

[7] A.A. Krikanov, Composite Pressure Vessels with Higher Stiffness, *Composite Structures*, Vol. 48, pp. 119-127, 2000.

[8] N. Jaunky, Jr. Knight, D.R. Ambur, Optimal Design of General Stiffened Composite Circular Cylinders for Global Buckling with Strength Constraints, *Composite Structures*, Vol. 41, pp. 243-252, 2000.

[9] J.T. Hofeditz, Structural Design Considerations for Glass Pressure Vessels, *18<sup>th</sup> Annual Meeting of the Reinforced Plastics Division*, 1963.

[10] Y.C. Lin, W.C. Hwang, Design of Dome Contour for Filament-Wound Rocket Motor Cases, *Trans Aeronautical and Astronaut Soc Republic of China (Taiwan)*, Vol. 27, pp.61-70, 1995.

[11] C.C. Liang, H.W. Chen, C.H. Wang, Optimum Design of Dome Contour for Filament Wound Composite Pressure Vessels Based on a Shape Factor, *Composite Structures*, Vol. 58, pp.469-482, 2000