



## Experimental, numerical and Optimization study of Composite Tanks with Non-Metallic Primer (CNG Fourth Type)

### ARTICLE INFO

#### Article Type

Original Research

#### Authors

Seyedi S.M.<sup>1</sup> BSc,  
Naddaf Oskouei A.\*<sup>1</sup> PhD,  
Sayah Badkhor M.<sup>1</sup> PhD

#### How to cite this article

Seyedi S.M, Naddaf Oskouei A, Sayah Badkhor M. Experimental, numerical and Optimization study of Composite Tanks with Non-Metallic Primer (CNG Fourth Type). Modares Mechanical Engineering, 2020;20(7):1789-1800.

<sup>1</sup>Mechanical Engineering Department, Electrical, Computer & Mechanical Engineering Faculty, University of Eyvanekey, Eyvanekey, Iran

#### \*Correspondence

Address: University of Eyvanekey, Daneshgah Street, Ayatollah Taleghani Boulevard, Eyvanekey, Semanan, Iran. Postal Code: 1698715861  
Phone: +98 (23) 34521596  
Fax: +98 (23) 31432  
anadaf@eyc.ac.ir

#### Article History

Received: December 25, 2019  
Accepted: March 31, 2020  
ePublished: July 20, 2020

### ABSTRACT

Design and safety of natural gas tanks Due to its high use in cars, it is of great importance. Therefore, in this paper, the empirical, numerical and optimization of these reservoirs is investigated. Experimental section designed and manufactured two metal and composite tanks that have been tested for internal pressure and their strength has been determined. Modeling of these tanks has been done in the numerical section with the help of Abaqus software 6.14. In addition to validating the results with experimental data, numerical simulation has been developed. Using the results of the development of numerical simulation and experimental design software, optimization of parameters and their relationship with pressure tolerance in these tanks have been investigated. The numerical and experimental results are in good agreement. Lightweight composite tanks are more resistant to internal pressures, which resulted in a 30% reduction in the weight of composite tanks and a 20% reduction in deformation under operating pressure.

**Keywords** Optimization; Tanks; Composite; Abaqus; Natural gas; CNG

### CITATION LINKS

[1] Boiler, pressure vessel, and pressure piping code [2] Compressed natural gas vehicle fuel containers [3] High pressure cylinders for the on board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles [4] Effects of stacking sequence on the impact resistance in composite laminates—Part1: Prediction method [5] Development of an all-composite NGV high pressure storage cylinder [6] Investigation of different types of tanks, CNG design and manufacture of type 4 composite tanks and materials used [7] Cost comparisons of wet filament winding versus prepreg filament winding for type II and type IV CNG cylinders [8] Study of fiber hoop-wrapped composite cylinders impact resistance [9] The present status of using natural gas cylinders and acoustic emission in Thailand [10] Optimal laminations of thin underwater composite cylindrical vessels [11] Buckling analysis of filament-wound thick composite cylinder under hydrostatic pressure [12] A Study on buckling of filament wound cylindrical shells under hydrostatic external pressure using finite element analysis and buckling formula [13] Influence of winding angle on the strength and deformation of filament-wound composite tubes subjected to uniaxial and biaxial loads [14] Failure analysis of carbon fiber/epoxy composite cylindrical laminates using explicit finite element method [15] Gas cylinders — Refillable seamless steel gas cylinders — Design, construction and testing — Part 1: Quenched and tempered steel cylinders with tensile strength less than 1 100 MPa [16] A constitutive model and data for materials subjected to large strains, high strain rates, and high temperatures [17] Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures [18] Mechanics of Materials [19] Design of components in mechanical engineer [20] Failure analysis and finite element simulation of deformation and fracture of an exploded CNG fuel tank [21] Finite element modeling of failure in IV type composite pressure vessel using WCM plug-in in ABAQUS software [22] Fatigue in composites [23] Finite element analysis of all composite CNG cylinders

## مطالعه تجربی، عددی و بهینه‌سازی مخازن کامپوزیتی با آستری غیرفلزی (CNG نوع چهارم)

سیدمهدی سیدی BSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی برق، کامپیوتر و مکانیک، دانشگاه ایوان کی، ایوان کی، ایران

علیرضا نداف اسکوفی\* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی برق، کامپیوتر و مکانیک، دانشگاه ایوان کی، ایوان کی، ایران

مصطفی سیاح‌بخور PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی برق، کامپیوتر و مکانیک، دانشگاه ایوان کی، ایوان کی، ایران

### چکیده

طراحی و ایمنی مخازن گاز طبیعی با توجه به کاربرد روزافزون آنها در خودروها اهمیت بسیار بالایی دارد؛ بنابراین در این مقاله به بررسی تجربی، عددی و بهینه‌سازی این مخازن پرداخته شده است. در بخش تجربی به طراحی و ساخت دو مخزن فلزی و کامپوزیتی اقدام شده است که مورد آزمایش فشار داخلی قرار گرفته و میزان تحمل آنها مشخص شده است. در بخش عددی به کمک نرم‌افزار آباکوس 6.14، مدل‌سازی این مخازن انجام شده است. ضمن صحت‌سنجی نتایج حاصل با داده‌های آزمایش‌های تجربی، به توسعه شبیه‌سازی عددی نیز پرداخته شده است. با استفاده از نتایج حاصل از توسعه شبیه‌سازی عددی و نرم‌افزار طراح آزمایش به بهینه‌سازی پارامترها و بررسی ارتباط بین آنها و میزان تحمل فشار در این مخازن پرداخته شده است. نتایج عددی و تجربی مطابقت بسیار خوبی دارند. مخازن کامپوزیتی ضمن سبک‌بودن، مقاومت بیشتری در مقابل فشارهای داخلی دارند که در این پژوهش به کاهش حدود ۳۰ درصدی وزن مخازن کامپوزیتی و کاهش ۲۰ درصدی تغییر شکل، تحت فشار کاری دست یافته شد.

**کلیدواژه‌ها:** بهینه‌سازی، مخازن، کامپوزیت، آباکوس، گاز طبیعی، CNG

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۸/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۱/۱۲

\*نویسنده مسئول: anadaf@eyc.ac.ir

### مقدمه

اولین مخازن گاز طبیعی فشرده (Compressed Natural Gas; CNG) در ایتالیا به صورت سیلندرهای فولادی جدار ضخیم، در اوایل دهه ۷۰ میلادی ساخته شده است. این مخازن دارای وزن زیادی بودند که با هدف کاهش وزن خودروها، سازگار نبود. در سال ۱۹۸۲ به منظور سبک‌تر کردن مخازن، سیلندرهایی با آستر آلومینیومی ساخته شد. روند کاهش وزن مخازن CNG تا سال ۱۹۹۲ و با ارایه مخازن کامپوزیتی کاملاً پیچیده با آستر فلزی یا پلاستیکی ادامه یافت [1, 2]. با توجه به اینکه مخازن CNG در فشار بالای ۲۵۰ بار مورد استفاده قرار می‌گیرند، در نتیجه در فرآیند تولید آنها از روش‌های خاص و فناوری نسبتاً بالایی استفاده می‌شود [1]. به طور کلی مخازن CNG به چهار نوع تقسیم‌بندی می‌شوند. مخازن نوع اول که تماماً فلزی بوده و مخازن نوع دوم و سوم با آستر فلزی و یک‌رویه تقویتی از جنس کامپوزیت تقویت شده‌اند. مخازن نوع چهارم تماماً

کامپوزیتی هستند، که این مخازن سبک‌ترین نوع مخزن CNG هستند [4-7]. همچنین الیاف مورد استفاده در مخازن کامپوزیتی به سه دسته الیاف شیشه، الیاف کربنی و الیاف آرامید تقسیم می‌شوند [8]. استانداردهای مربوط به آزمون‌های محیطی و تولید مخازن تحت فشار شامل ISO 9809-1-1-7909-1 ISIRI می‌شوند [9]. مساکر و همکاران [10]، به مطالعه عددی و تجربی بهینه‌سازی استوانه‌های جدار نازک کامپوزیتی تحت فشار خارجی، با ضخامت و چیدمان مختلف در لایه‌ها پرداختند. آنها با فرمول‌سازی و بهینه‌سازی مساله به کمک الگوریتم ژنتیک، هشت مخزن را با ضخامت‌های مختلف بررسی کردند و اختلاف بین حل عددی و تجربی آنها در کماتش برابر ۵٪ و در شکست برابر ۳٪ بود. روش بهینه‌سازی استفاده‌شده در این مطالعه، سبب افزایش ۲۰ درصدی استحکام مخزن در برابر فشار بحرانی کماتش شد. تحقیقات آنها بر روی چهار مخزن از جنس کربن اپوکسی و چهار مخزن از جنس شیشه اپوکسی در ضخامت‌های مختلف انجام شد که نتایج نشان می‌دهد با افزایش تعداد لایه‌چینی‌ها، ضخامت مخزن افزایش می‌یابد. کیم و همکاران [11]، تغییرات بار کماتش در سیلندر کامپوزیتی رشته‌پیچی شده جداره ضخیم تحت فشار هیدرواستاتیک خارجی را مطالعه کردند. آنها هفت مخزن با ضخامت‌های یکسان و با تعداد لایه‌های مختلف را شبیه‌سازی کردند. ژانگ و همکاران [12]، با روش‌های تئوری و تجربی، مطالعه‌ای بر کماتش پوسته‌های استوانه‌ای رشته‌پیچی شده انجام دادند. تحلیل‌های عددی توسط نرم‌افزار انسیس انجام گرفت که با نتایج تجربی مقایسه شد. در استانداردهای ASME و NASA، فشار بحرانی با در نظر گرفتن ضریب ایمنی طراحی شد. سودن و همکاران [13]، رفتار کماتشی لایه‌های S [454/04]، [452/02] و [450/04] در اثر نیروهای محوری را مورد مطالعه قرار دادند. زاویه‌های انتخاب‌شده در این مطالعه (۰ و ۴۵) بودند، چرا که بارزترین رفتار کماتشی در این زوایا رخ می‌دهد. آنها اثر چیدمان لایه‌ها بر رفتار کماتش در یک ضخامت ثابت بررسی کردند که چیدمان [450/04] در مقابل نیروهای محوری نسبت به دو نمونه دیگر عملکرد بهتری داشت. لیو و همکاران [14]، به بررسی آنالیز شکست سیلندرهای کامپوزیتی کربن-اپوکسی با استفاده از روش اجزای محدود پرداختند. آنها همچنین گزارشی از تأثیر اندازه مش و زمان محاسبه بر روی شکست مواد ورقه‌های کامپوزیتی ارایه دادند.

با مرور مطالعات پیشین محققان و با توجه به نیاز صنایع مختلف به مخازن تحت فشار، این نیاز بیش‌ازپیش حس می‌شود که باید در مسیر پیشرفت علم تولید مخازن تحت فشار، قدم‌های بیشتری برداشت. در صنعت تولید مخازن تحت فشار، مهم‌ترین پارامترهای موجود در طراحی، وزن و قابلیت تحمل فشار آنها است. در زمینه کاهش وزن (بعد از رسیدن به توانایی تولید مخازن نسل چهارم) فعالیت چندانی صورت نگرفته است. همچنین مطالعات چندانی روی ضخامت لایه‌ها نیز صورت نگرفته است. در این مقاله با تغییرات در متغیرهایی چون ضخامت لایه آستری و تغییر در نوع



شکل ۲) نمونه مخزن تولیدشده

### آزمون ماکزیمم فشار نمونه تجربی (مخزن فلزی)

بر پایه استانداردهای مذکور، هر یک از مخازن نسل اول، می‌بایست حداقل فشار ۴۱۳ بار را بدون هیچ گونه آسیب‌دیدگی تحمل نمایند. بدیهی است که این مخازن در صورت تحمل فشار ۴۱۳ بار، فشار کاری ۲۷۵ بار را به راحتی تحمل می‌نمایند. این در حالی است که همین مخازن باید حداقل فشار ۶۶۰ بار، حتی با تغییر شکل در محدوده پلاستیک را تحمل نموده و دچار گسیختگی نشوند<sup>[16]</sup>. نتایج آزمون فشار نهایی در جدول ۲ نشان داده شده است.

نمونه مورد آزمون قرارگرفته در شکل ۳ نشان داده شده است. این نمونه در فشار ۷۲۵ بار دچار گسیختگی شده است؛ یعنی اختلاف چشمگیری با فشار حداکثری استاندارد دارد.

جدول ۲) نتایج آزمون فشار نهایی<sup>[15,7]</sup> (اعداد برحسب بار هستند)

مقدار	نتایج
۲۷۵	فشار کاری
۴۱۳	فشار آزمون
۶۶۰	تحمل حداقل فشار تا انفجار



شکل ۳) مخزن مورد آزمون در فشار نهایی

الیاف پیچی و سایر پارامترهای تأثیرگذار قدمی در بهبود داده‌های نهایی برداشته شده است. برای بررسی نمونه‌های تجربی و مدل‌سازی شده، همچنین رسیدن به داده‌های مطلوب و بهینه‌شده، لازم است از نرم‌افزارهایی چون نرم‌افزار تحلیلی آباکوس و نرم‌افزار بهینه‌سازی طراح آزمایش استفاده شود. با مدل‌سازی چند نمونه مخزن کامپوزیتی در نرم‌افزار آباکوس و ثبت خروجی‌ها در نرم‌افزار طراح آزمایش، به داده‌های بهینه‌شده‌ای دست پیدا شده است که با مدل‌سازی و تحلیل نهایی این داده‌ها در نرم‌افزار آباکوس، به نتایجی بهتر از مدل‌های ساختی کنونی رسیده است.

### مطالعه و ساخت نمونه تجربی

مخازن تمام‌فلزی بدون درز (نسل اول)، از جنس فولاد کربن- منگنز (34CrMo4) هستند. روش ساخت این مخازن بدین‌گونه است که ظرفین لوله‌های خام بدون درز را به روش القایی تا دمای نرم‌شدن گرم شده است. سپس لوله را به چرخش با دور بالا رسانیده و دیسک‌هایی عملیات شکل‌دهی (Forming) را انجام می‌دهند. در شکل ۱ این مخازن نشان داده شده است. مخازن تحت فشار در صنعت CNG، براساس استانداردهای مذکور، ساخت، تولید و مورد آزمون قرار می‌گیرند. مشخصات کلی مخازن در جدول ۱ نمایش داده شده است.



شکل ۱) ساخت مخزن از لوله بدون درز

جدول ۱) مشخصات کلی مخزن<sup>[14]</sup>

مشخصات	توضیح
نوع مخزن	CNG-I
جنس مخزن	کربن- منگنز
فشار کاری	۲۷۵ بار
فشار آزمون	۴۱۳ بار
نوع گاز	CNG

یک نمونه مخزن نوع اول تمام‌فلزی نهایی در شکل ۲ نشان داده شده است. این نمونه، یک نمونه کامل و نهایی از خط تولید است؛ ولی برای جلوگیری از هدررفت هزینه‌های جانبی، برای آزمون حداکثر فشار، مخازن قبل از عملیات رنگ‌زنی و درج کد شناسایی مورد آزمون قرار می‌گیرند.

شروع شکست یا گسیختگی را دارا است. پارامترهای ثابت ماده در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳) ثوابت ماده کربن- منگنز

مقدار	ثوابت ماده
۲۱۰	E (GPa)
۰/۳	$\nu$
۷۸۵۰	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
۵۰۰	$C_p$ (J/kgK)
۰/۰۰۰۰۱۵	$\alpha$ (K <sup>-1</sup> )

معادله جانسون- کوک برای تغییر شکل‌ها با وابستگی به نرخ کرنش و تغییرات دما به صورت رابطه ۱ است [17, 18].

$$\sigma^{pl} = [A + B(\dot{\epsilon}^{pl})^n] \left[ 1 + C \ln \left( \frac{\dot{\epsilon}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] [1 - \hat{\theta}^m] \quad (1)$$

$$\hat{\theta} = \begin{cases} 0 & : \theta < \theta_{Tran} \\ \frac{\theta - \theta_{Tran}}{\theta_{melt} - \theta_{Tran}} & : \theta_{Tran} < \theta < \theta_{melt} \\ 1 & : \theta > \theta_{melt} \end{cases}$$

در این رابطه  $\theta$  دمای فلز،  $\theta_{melt}$  دمای ذوب فلز و  $\theta_{Tran}$  دمایی است که دماهای کمتر از آن تأثیری بر تنش سیلان فلز نخواهد داشت.  $\dot{\epsilon}_0$  نرخ کرنشی است که مقادیر A، B و n در آن نرخ، اندازه‌گیری می‌شوند. این سه ثابت ثوابت شبه‌استاتیکی با آزمون کشش استاتیکی تعیین می‌شوند. ثوابت C و m توسط آزمون‌های پیچش در نرخ کرنش‌ها و دماهای متفاوت و آزمون فشار میله هایپوکیسوسون تعیین می‌شوند. استاندارد در جدول ۴ ثوابت رابطه ۱ برای کربن- منگنز نشان داده شده است.

با توجه به استاندارد مربوطه، آلیاژ مورد استفاده در مخازن گاز طبیعی تمام‌فولادی، فولاد کربن- منگنز است و مقادیر تنش تسلیم و حداکثر تنش کششی این آلیاژ در نمونه‌هایی از آن به قطرهای مشخص در جدول ۵ آمده است.

جدول ۴) ثوابت معادله جانسون- کوک برای کربن- منگنز [18]

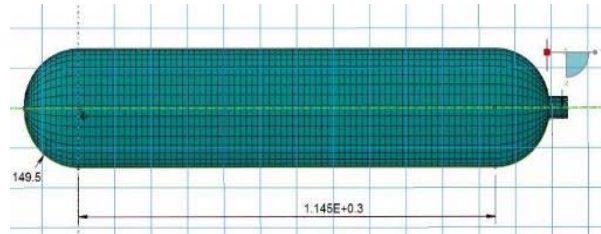
مقدار	ثوابت معادله
۴۱۰	A (MPa)
۱۹۰۲	B (MPa)
۰/۸۲	N
۰/۰۲۴	C
۱/۰۳	M
۰/۰۰۱	$\dot{\epsilon}_0$
۲۹۶	$\theta_{Tran}$ (K)

جدول ۵) ضخامت مخازن ساختی توسط تحلیل دستی

تنش تسلیم (MPa)	ضخامت (mm)
۴۵۰	۱۶/۸۸
۵۰۰	۱۵/۰۴۶۷
۵۵۰	۱۳/۵۷
۶۵۰	۱۱/۳۴
۸۰۰	۹/۱۰۸

## شبیه‌سازی عددی

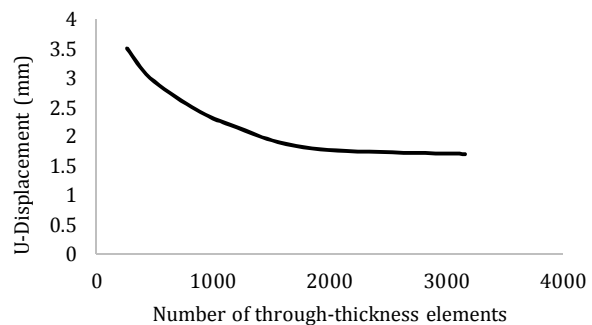
همان طور که شکل ۴ نشان می‌دهد، مدل‌سازی اولیه با اندازه‌های استاندارد مذکور، در محیط رسم دوبعدی و سپس رسم سه‌بعدی در محیط نرم‌افزار آباکوس انجام شده است. مخزن به‌طور کامل مقید شده است و در هیچ جهتی آزاد نیست.



شکل ۴) مدل‌سازی مخزن تحت فشار در محیط رسم

## هندسه و حساسیت مش

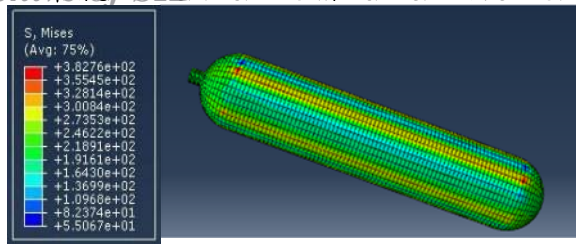
روش اجزای محدود از مهم‌ترین و راه‌گشایترین روش‌های شناخته‌شده در حل مسایل است که دقت نتیجه آن به نوع المانی که برای شروع حل انتخاب می‌شود، بسیار وابسته است. یک المان نامناسب می‌تواند امکان حل مساله را از بین ببرد، سرعت حل را پایین آورد یا حتی خطای حل را بسیار بالا ببرد. با وجود هندسه به ظاهر ساده‌ای که مخازن استوانه‌ای دارند اما همگرایی مش‌بندی، یک عامل مهم در ایجاد اعتماد بیشتر در پاسخ نهایی است. با کوچک‌تر شدن اندازه مش، تعداد مش‌ها افزایش یافته که در نهایت موجب افزایش زمان محاسبات می‌شود، اما حل مساله دقیق‌تر می‌شود تا جایی که کاهش اندازه مش، در جواب مساله تأثیرگذار نیست. برای همگرایی جواب‌ها، تعداد مش‌های متفاوتی زده شد و مدل مورد تحلیل قرار گرفت. نمودار ۱ نشان‌دهنده همگرایی مش قابل قبولی در مخزن، با ۱۸۲۴ المان است. المان‌های استفاده‌شده در این تحلیل از نوع جامد سه‌بعدی، ۸ گره‌ای و با حل انتگرال کاهش‌یافته (C3D8R) است.



نمودار ۱) همگرایی مش در مخزن فلزی

## مدل‌سازی رفتاری مواد

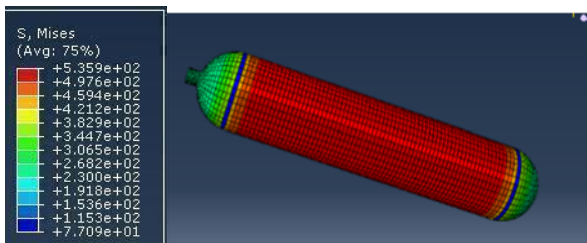
رفتار مخازن به گونه‌ای در نظر گرفته شده است که المان‌ها در صورت افزایش مقدار انرژی آنها از سطح ماده حذف شوند. به این منظور از مدل جانسون- کوک استفاده شده است. این مدل قابلیت پیش‌بینی



شکل ۵) نتایج تحلیل نرم‌افزاری مخزن فلزی در فشار ۲۷۵ بار، معیار فون میسز

### مدلسازی و تحلیل فشار ۴۱۳ بار

در این مرحله تحلیل، بر پایه فشار ۴۱۳ بار قرار گرفته است و همچنان مخزن به راحتی این فشار را تحمل نموده و تنها مقداری تنش بر قسمت‌های میانی بدنه دیده می‌شود که در شکل ۶ نشان داده شده است. در این فشار، تغییر شکل مخزن در حدود ۱/۵ میلی‌متر، یعنی بسیار کمتر از ۱۴٪ مجاز استاندارد بوده است. در مخازن تولیدی کنونی در صنعت، دو قسمت ابتدایی و انتهایی مخزن، به دلیل عملیات شکل‌دهی، از ضخامت بیشتری برخوردار است و تنش بسیار کمتری به این قسمت‌ها وارد می‌شود.



الف



ب

شکل ۶) الف) نتایج تحلیل نرم‌افزاری مخزن فلزی در فشار ۴۱۳ بار، معیار فون میسز، ب) مقطع برش‌خورده مخزن

### صحت‌سنجی نتایج نرم‌افزاری با نمونه مخزن فلزی ساختی

میرزایی و همکاران<sup>[20]</sup>، به بررسی و تحلیل مخازن تمام‌فلزی به‌طور جامع پرداختند. آنها نشان دادند که تمامی مخازن فلزی در فشار بالا، در ناحیه میانی مخزن دچار پارگی می‌شوند و این دقیقاً با نمونه تجربی، همخوانی دارد. نمونه‌ای از این مخازن در شکل ۷ نشان داده شده است.

مخزن مورد طراحی در فشار ۲۷۵ بار کار می‌کند، یعنی دائماً باید چنین فشاری را تحمل کند و فشار انفجار نیز، حداکثر فشاری است که طبق ضریب اطمینان طراحی، مخزن باید تحمل داشته باشد. به عبارت دیگر در فشار کاری باید ضریب اطمینان طراحی برابر با ۲/۲۵ و در فشار انفجار ضریب اطمینان طراحی باید حداقل برابر با ۱ شود. برای به‌دست‌آوردن مقدار ضخامت از ضریب اطمینان و با داشتن مقدار تنش تسلیم برای نمونه‌های مختلف آلیاژ از رابطه ۲ استفاده شده است<sup>[19]</sup>.

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n} \quad (2)$$

که در اینجا  $S_y$  تنش تسلیم،  $n$  ضریب اطمینان و  $\sigma_e$  تنش فون مایسز است. روابط مخازن جدار نازک طبق آنچه در مقاومت مصالح آورده شده است به صورت رابطه ۳ است<sup>[19]</sup>، (ضخامت جداره سیلندر قابل توجه است و نمی‌توان از تنش شعاعی مخزن صرف نظر کرد).

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} \quad \sigma_r = -p \quad \sigma_z = \frac{pr}{2t} \quad (3)$$

در اینجا  $\sigma_\theta$  تنش محیطی،  $\sigma_z$  تنش طولی،  $\sigma_r$  تنش شعاعی،  $p$  فشار کاری و  $t$  ضخامت مخزن است. تنش فون مایسز از رابطه ۴ به‌دست می‌آید<sup>[19]</sup>:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2} \quad (4)$$

با جایگزینی رابطه ۳ در رابطه ۴، می‌توان ضخامت را برحسب فشار و شعاع خارجی به‌دست آورد.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-p - \frac{pr}{t})^2 + (\frac{pr}{t} - \frac{pr}{2t})^2 + (\frac{pr}{2t} + p)^2} \quad (5)$$

در صورت ساده‌سازی رابطه ۵ به صورت رابطه ۶ به‌دست آمده است.

$$\sigma_e = \frac{p}{\sqrt{2}} \left( 2 + \frac{3r}{t} + \frac{3r^2}{2t^2} \right)^{1/2} \quad (6)$$

حال با داشتن مقادیر  $p$ ،  $r$  و  $\sigma_e$  و حل معادله ۶، می‌توان مقدار ضخامت مخزن را به‌دست آورد. همچنین مقدار ضخامت، برای نمونه مورد طراحی و در فشار کاری با توجه به ضریب اطمینان ۲/۲۵ به‌دست آورده شد. در اینجا فقط نمونه آلیاژی با تنش تسلیم، برابر با ۶۵۰ مگاپاسکال و در فشار کاری ۲۷۵ بار مورد محاسبه قرار گرفته است. نتایج مربوط در جدول ۶ آورده شده است و همان طور که مشاهده می‌شود، عدد به‌دست‌آمده برای ضخامت، با عدد ۱۲ میلی‌متر استاندارد، همخوانی نزدیکی دارد.

جدول ۶) نتایج مربوط به مخزن نوع اول

مخزن نوع اول	نوع مخزن
۱۱/۵	ضخامت (mm)
۲۸۸/۸۸	تنش معادل (MPa)

### مدلسازی و تحلیل فشار ۲۷۵ بار

در محدوده فشار ۲۷۵ بار، یعنی فشار کاری، مخزن نباید دچار هیچ گونه تغییر شکل پلاستیک شود. طبق آزمون، در نمونه تجربی ساختی، هیچ گونه تغییر شکلی دیده نشده است و این امری بدیهی است. نتایج به‌دست‌آمده از نرم‌افزار که با نمونه تجربی همخوانی دارد در شکل ۵ نشان داده شده است. این نتایج براساس معیار فون میسز بیان شده است.

لایه اول از سمت چپ، داخلی‌ترین و لایه آخر، خارجی‌ترین لایه در پوسته کامپوزیتی است. این مشخصات در قسمت‌های مختلف این تحقیق ثابت در نظر گرفته شده است تا بتوان اثر پارامترهای مختلف را در عملکرد مخزن مطالعه کرد. شکل عدسی مخزن به صورت ژئودزیک در نظر گرفته می‌شود. گنبد ژئودزیک، یک گنبد ساخته شده با سطوح هندسی مثلثی است که دارای ساختار پوسته کروی یا نیمه‌کروی یا پوسته مشبک براساس شبکه‌ای از حلقه‌های به هم‌پیوسته بزرگ بر روی سطح خود است. مختصات نقاط تشکیل‌دهنده پروفیل این عدسی را با استفاده از یک کد کامپیوتری می‌توان به راحتی حساب کرد. این کد، رابطه ۷ را حل کرده است.

$$z = -p_0 \int_1^{p_0} \frac{(Cos\alpha_0)r^3 dr}{\sqrt{(1-r^2)[(Cos^2\alpha_0)r^2(1+r^2)-Sin^2\alpha_0]}} \quad (7)$$

مخزن زاویه عدسی مخزن است.

### خصوصیات مکانیکی

با استفاده از روابط موجود برای خواص مکانیکی کامپوزیت‌ها و ویژگی‌های پایه برای الیاف و رزین می‌توان ویژگی‌های کامپوزیت مورد مطالعه را به دست آورد. ویژگی‌های الیاف و رزین استفاده شده در پژوهش حاضر در جدول ۷ آورده شده است.

جدول ۷) مشخصات الیاف و رزین [21]

نوع ماده	الیاف شیشه	رزین
چگالی ( $kg/m^3$ )	۲۵۸۰	۱۳۸۰
مدول یانگ (GPa)	۶۹	۳/۶
ضریب پواسون	۰/۲۲	۰/۳۵

با جای‌گذاری مقادیر داده شده در جدول ۵ و درصد حجمی اجزای کامپوزیت در روابط ۸ تا ۱۱، چگالی و خواص مکانیکی کامپوزیت مورد مطالعه در این پژوهش به دست می‌آید [22]:

$$\rho = (\rho_f V_f) + (\rho_m V_m) \quad (8)$$

$$E_1 = (E_f V_f) + (E_m V_m) \quad (9)$$

$$E_2 = (E_f E_m) / (E_m V_f + E_f V_m) \quad (10)$$

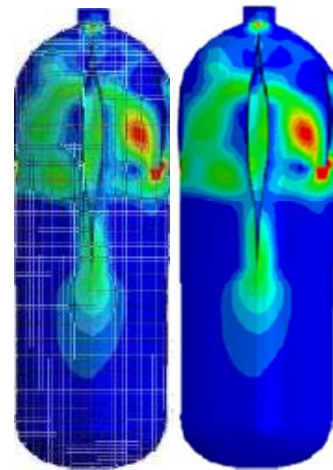
$$v_{12} = v_f V_f + v_m V_m \quad (11)$$

که در آنها  $\rho$ ،  $E_1$ ،  $E_2$  و  $v_{12}$  به ترتیب چگالی، مدول الاستیسیته در جهت الیاف، مدول الاستیسیته در جهت عمود بر الیاف و ضریب پواسون است. همچنین درصد حجمی الیاف و  $V_m$  درصد حجمی رزین است. پارامتر مدول برشی به طور جداگانه برای الیاف و رزین از رابطه ۱۲ محاسبه شده و با استفاده از رابطه ۱۳ این پارامتر برای کامپوزیت به دست می‌آید [19]:

$$G = E / 2(1 + \nu) \quad (12)$$

$$G_{12} = (G_f G_m) / (G_f V_m + G_m V_f) \quad (13)$$

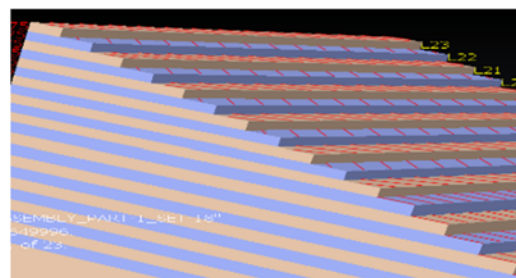
در روابط فوق  $G$  مدول برشی برای مواد همسان‌گرد است. بدین ترتیب ویژگی‌های مکانیکی کامپوزیت استفاده شده در این پژوهش مطابق جدول ۸ محاسبه شد. از آنجایی که رفتار کامپوزیت‌ها به صورت ترد است، پس از وارد کردن ثوابت مهندسی این مواد در



شکل ۷) تحلیل مخزن تمام فلزی در فشار بالای ۷۰۰ بار [15]

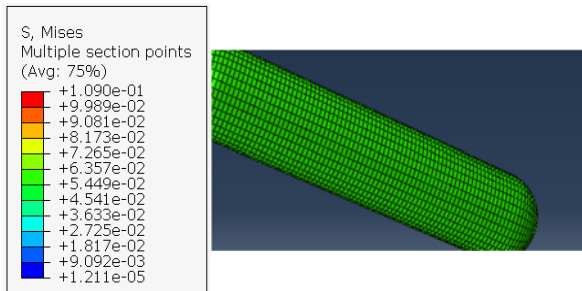
### مدل‌سازی و تحلیل مخزن کامپوزیتی

همانند مراحل مدل‌سازی و تحلیل در بخش مدل‌سازی سیلندر تمام‌فلزی، در این مرحله از شبیه‌سازی، به اختصاص جنس در محیط ماده پرداخته شده است، با این فرق که برای مخازن کامپوزیتی، علاوه بر آستری بدنه، اطلاعات مربوط به جنس لایه‌ها، ضخامت و زوایای لایه‌چینی تعریف شده است. این سیلندر در مجموع ۲۳ لایه دارد که لایه اول آن، آستری ساخته شده از پلی‌اتیلن سخت، با ضخامت ۷/۵ میلی‌متر است. در حالی که ۲۲ لایه باقی‌مانده از ۱۰ زیرلایه ماریپیچی الیاف شیشه با ضخامت ۰/۹ میلی‌متر و ۱۲ زیرلایه سیم‌پیچی الیاف شیشه با ضخامت ۰/۷۵ میلی‌متر تشکیل شده است. لایه‌های مختلف این چیدمان در شکل ۸ نشان داده شده است. ترتیب چیدمان زاویه لایه‌ها (برحسب درجه) و ضخامت لایه‌ها (برحسب میلی‌متر) در قسمت استوانه‌ای مدل به ترتیب به صورت [۴۵۴/۰۴]S، [۴۵۲/۰۲]۲S و [۴۵/۰]۴S در نظر گرفته شده است. تنش در راستای الیاف، در قسمت استوانه‌ای مخزن و در لایه‌های محیطی بیشتر از لایه‌های ماریپیچ است. بیشترین تنش در راستای الیاف در داخلی‌ترین لایه محیطی است و این تنش در لایه‌های محیطی و در راستای ضخامت پوسته کامپوزیتی از داخل به خارج کاهش می‌یابد. برای لایه‌های ماریپیچ در قسمت استوانه‌ای، هر چه زاویه پیچش الیاف کمتر باشد، تنش راستای الیاف نیز کاهش خواهد یافت و در ناحیه عدسی‌ها، هر چه زاویه پیچش الیاف کمتر باشد، تنش راستای الیاف بیشتر خواهد بود [21].

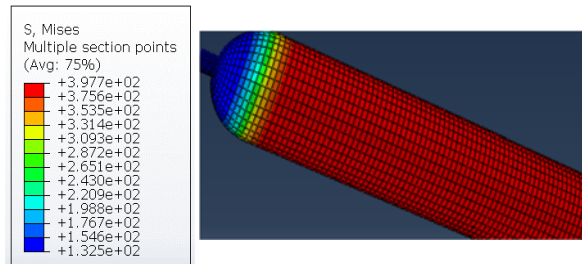


شکل ۸) زاویه‌چینی و تعیین خصوصیات لایه مخزن کامپوزیتی

نتایج حاصل از تحلیل مخزن کامپوزیتی نسل چهارم در فشار ۲۷۵ بار و ۷۳۰ بار، در شکل ۹ و شکل ۱۰ قابل مشاهده است. با مقایسه شکل ۷ و شکل ۱۰، مشاهده می‌شود که مخزن کامپوزیتی در فشار ۷۳۰ بار نه تنها دچار تغییر شکل پلاستیک نشده است، بلکه تنش‌های کمتری نیز به آن وارد آمده است. این نتیجه با آزمایش‌های تجربی نیز همخوانی دارد و این نسل مخازن برای آزمون نهایی، فشاری در حدود ۹۰۰ الی ۱۰۰۰ بار را تحمل می‌کنند که رسیدن به این مطلب، هدف اصلی در این صحت‌سنجی بوده است.



شکل ۹) نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل مخزن تمام کامپوزیتی با فشار ۲۷۵ بار



شکل ۱۰) نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل مخزن تمام کامپوزیتی با فشار ۷۳۰ بار

### روش سطح پاسخ

مشخصات، نام و زوایای لایه‌های مختلف که مخزن اولیه استاندارد براساس آن مدل شده است، در جدول ۱۰ قابل مشاهده است. همچنین طبق تلاش‌های ژانگ و همکاران، بهترین زاویه چینی برای چیدمان لایه‌ها، زوایای قابل مشاهده در همین جدول آمده است.<sup>[20]</sup> متغیرهای مستقل و بازه‌های مربوط به آنها در جدول ۱۱ قابل مشاهده است.

جدول ۱۰) اطلاعات مربوط به لایه‌چینی مخزن کامپوزیتی<sup>[19,16]</sup>

نام لایه‌ها	ضخامت (mm)	زاویه	جنس
L <sub>1</sub>	۵-۷/۵	--	پلی اتیلن
L <sub>2</sub> -L <sub>11</sub>	۹	۰	الیاف شیشه
L <sub>12</sub> -L <sub>23</sub>	۹	±۴۵	الیاف شیشه

جدول ۱۱) متغیرهای مستقل در طراحی آزمایش و سطوح آنها

متغیرهای مستقل	متغیرهای طراحی	کمترین مقدار	بیشترین مقدار
لایه اول (mm)	A	۰/۵۵	۱/۲
لایه دوم (mm)	B	۰/۶	۱/۵
لایه سوم (mm)	C	۵	۱۰
فشار (bar)	D	۲۰۰	۷۵۰

محدوده الاستیک، استحکام آنها در نقطه شکست در راستاهای مختلف مطابق جدول ۹ برای مدل در نظر گرفته شده است.

جدول ۸) مشخصات ماده مرکب<sup>[20]</sup>

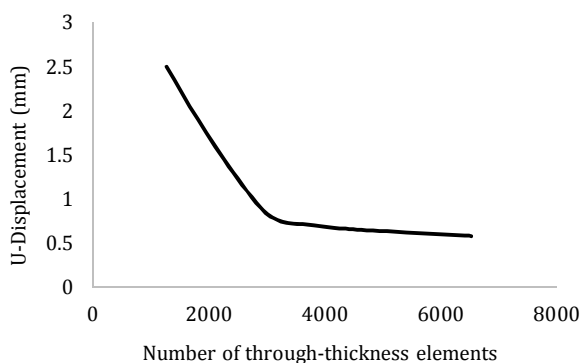
پارامتر	مقدار
$E_1$ (GPa)	۴۲/۸
$E_2$ (GPa)	۸/۳
$\nu_{1-2}$	۰/۲۷۲
$G_{1-2}$ (GPa)	۳/۱
$G_{1-3}$ (GPa)	۳/۱
$G_{2-3}$ (GPa)	۱/۳۳
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	۲۱۰۰

جدول ۹) مشخصات ماده مرکب<sup>[20]</sup>

پارامتر	مقدار (MPa)
استحکام کششی در جهت الیاف	۸۰۰
استحکام فشاری در جهت الیاف	۵۰۰
استحکام کششی در جهت عمود بر الیاف	۳۰
استحکام فشاری در جهت عمود بر الیاف	۱۰۰
استحکام برشی	۶۰

براساس تحقیقات و آزمایش‌های انجام‌شده توسط شرکت پارس.ام.سی.اس، استفاده از لایه‌های کریل و اپوکسی به‌جای شیشه و با همین ضخامت‌ها، تحمل تنش مخزن در حدود ۳۰٪ افزایش می‌یابد که این بازدهی بسیار چشم‌گیر است؛ اما به دو دلیل استفاده از این جنس در تولید مخازن سوخت، منطقی نیست، اول از نظر هزینه به‌صرفه نبوده، دوم اینکه افزایش تحمل تنش و فشار بیش از حد استاندارد بیان‌شده، لازم نبوده و برای تولیدکننده و مصرف‌کننده فایده‌ای ندارد و هدف اصلی در این مقاله این است که با همین هزینه جاری بتوان محصول را بهینه کرد.<sup>[7]</sup>

برای مخزن تمام‌فلزی، تعداد المان‌های مناسب، ۱۸۲۴ به‌دست آمد، ولی در مخزن کامپوزیتی نسل چهارم، بدیهی است این عدد با اختلاف بسیار به‌دست آید. طبق نمودار ۲ این عدد ۳۰۶۵ است. همگرایی مش برای مخازن کامپوزیتی در نمودار ۲ نشان داده شده است.



نمودار ۲) همگرایی مش در مخزن تمام کامپوزیتی

هستند، تحت هر شرایط، براساس استاندارد مخازن تحت فشار، به دلیل ایجاد تنش غیرمجاز در دیواره مخزن، مردود بوده و قابل استفاده نبوده، مگر آنکه دچار تغییر شکل پلاستیک نشده باشند، اما با این حال به دلیل عدم نیاز به فشار بالاتر از ۲۷۵ بار و عدم تولید چنین مخازنی در صنعت، حتی با توانایی تحمل این فشارهای بالا، مجدداً می‌توان گفت بررسی این موارد صرفاً جهت آزمایشگاهی و تحقیق و بررسی داشته و محدوده فشار مدنظر در این تحقیق نیز، در محدوده ۲۷۵ الی ۴۷۵ بار است.

### نتایج روش سطح پاسخ

پس از بررسی مدل‌های تحلیل‌شده و استفاده از روش تحلیل آماری واریانس و تحلیل پارامترهای مستقل مشخص شد که از بین مدل‌های پیشنهادشده توسط نرم‌افزار طراحی آزمایش، مدل آزمایش شماره ۲۷ در جدول ۱۲، از نظر کاهش ضخامت لایه اول که تعیین‌کننده وزن مخزن است، به کمترین مقدار بهینه خود رسیده و همچنین مقدار تغییر شکل مخزن در فشار ۴۷۵ بار، مقدار ۲/۵ میلی‌متر ثبت شده است که با توجه به نمونه‌های موجود ساختی در این صنعت کاهش چشمگیری، یعنی در حدود ۳۰٪ داشته است.

با رجوع مجدد به جدول ۱۲، می‌توان ادعا نمود که دستیابی به هدف اصلی این تحقیق تا حدی بسیار مطلوبی صورت گرفته است، یعنی در راستای کاهش ضخامت لایه آستری نسبت به نمونه استاندارد در حدود ۳۰٪، یعنی کاهش ۲/۵ میلی‌متر لایه آستری، به کاهش وزن مخزن که یکی از اهداف این مقاله بوده است کمک بسیاری کرده است که البته کاهش وزن چشمگیری در صنعت خودرویی نیست، زیرا مخازن تمام کامپوزیتی نسل چهارم، از سبک‌ترین نوع مخازن هستند و از نظر تولیدکننده و مصرف‌کننده در صنعت سوخت، کاهش وزن ناچیز دیگر مهم نیست. البته اگر دید و هدف کلی این مقاله، کمی فراتر در نظر گرفته شود، به طور مثال در صنایع هوافضا، کاهش وزن در حدود چند گرم هم تأثیر به‌سزایی در آن حوزه دارد.

با کمی دقت در نتایج جدول ۱۲، به روشنی پیدا است که با افزایش ضخامت لایه مارپیچی و کاهش ضخامت لایه آستری، علاوه بر کاهش وزن، تغییرات جابجایی نسبت به نمونه تولیدی استاندارد کنونی کاهش چشمگیری در حدود ۲۰٪ داشته است که این نیز در راستای هدف نهایی این مقاله بوده است. مقایسه نتایج مخزن قبل و بعد از بهینه‌سازی در جدول ۱۳ قابل مشاهده است.

جدول ۱۳) مقایسه نتایج مخزن قبل و بعد از بهینه‌سازی

پارامتر	نمونه تولیدات کنونی	نمونه بهینه‌شده
ضخامت لایه اول (mm)	۷/۵	۶
وزن مخزن (kg/L)	۰/۴	۰/۱۸
تغییر شکل مخزن	۱۲/۱	۲/۵

آنالیز واریانس برای عواملی که مقدار P-Value در آنها کمتر از ۰/۱ بوده است در جدول ۱۴ آمده است. این پارامترها نشان‌دهنده تأثیر

با ثبت اطلاعات مربوط به ضخامت هر سه لایه برحسب میلی‌متر و فشار ورودی برحسب بار، به‌عنوان ورودی در نرم‌افزار طراحی آزمایش و تعیین جابجایی به‌عنوان خروجی (مشخصاً در ناحیه میانی مخزن)، نرم‌افزار در راستای کاهش آزمایش‌ها و دستیابی سریع به اطلاعات بهینه‌شده، دستور اجرای تعداد ۳۰ تکرار آزمایش براساس مقادیر جدول ۱۲ را می‌دهد. این به این معنی است که باید ۳۰ نمونه مخزن، مدل‌سازی و تحلیل شود. لازم به ذکر است ستون مربوط به خروجی یعنی تغییر شکل، پس از انجام ۳۰ آزمایش با نرم‌افزار آباکوس تکمیل شده است. همچنین ترتیب انجام آزمایش‌ها مهم نیست و تأثیری در پاسخ نهایی ندارد.

حال پس از اجرای ۳۰ آزمایش و ثبت نتایج خروجی حاصل از تحلیل عددی نرم‌افزار آباکوس در جدول ۱۲، به نمودارهای منتج از نرم‌افزار طراحی آزمایش پرداخته خواهد شد.

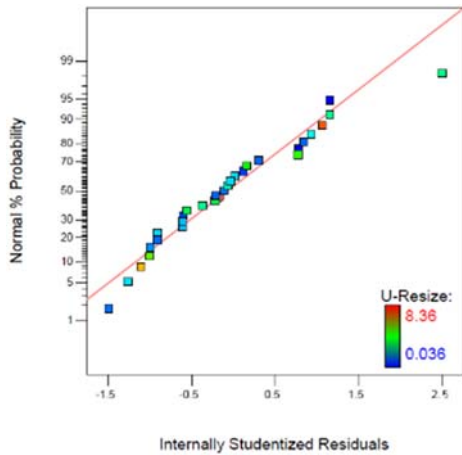
جدول ۱۲) پارامترهای ورودی و خروجی در نرم‌افزار طراحی آزمایش

شماره آزمایش	لایه ۱ (mm)	لایه ۲ (mm)	لایه ۳ (mm)	فشار (bar)	جابجایی (mm)
۱	۱۵/۰۰	۱/۰۰	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۰/۰۶
۲	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۹۶	۴۷۵/۰۰	۱/۸۳
۳	۷/۶۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۱/۸۳
۴	۱۰/۰۰	۰/۶۰	۱/۲۰	۲۰۰/۰۰	۰/۶۷۸
۵	۷/۵۰	۱/۰۵	۱/۵۲	۴۷۵/۰۰	۰/۸۶
۶	۵/۰۰	۱/۵۰	۱/۲۰	۷۵۰/۰۰	۴/۵۶
۷	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۲۳	۴۷۵/۰۰	۰/۹۱
۸	۲/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۲/۹۸
۹	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۲۰۰/۰۰	۰/۸۵
۱۰	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۱۰۲۵	۸/۳۶
۱۲	۵/۰۰	۰/۶۰	۱/۲۰	۲۰۰/۰۰	۰/۸۵۳
۱۳	۱۰/۰۰	۱/۵۰	۱/۲۰	۲۰۰/۰۰	۰/۰۳۶
۱۴	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۱/۵۶
۱۵	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۱/۵۶
۱۶	۷/۵۰	۰/۱۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۱/۸۶۵
۱۷	۱۲/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۲/۶۵
۱۸	۷/۵۰	۱/۰۵	۰/۸۸	۴۷۵/۰۰	۳/۰۵
۱۹	۱۰/۰۰	۱/۰۵	۱/۲۰	۷۵۰/۰۰	۳/۵۸
۲۰	۵/۰۰	۰/۶۰	۱/۲۰	۷۵۰/۰۰	۴/۹۸
۲۱	۱۰/۰۰	۱/۵۰	۰/۵۵	۲۰۰/۰۰	۰/۵۴
۲۲	۱۰/۰۰	۱/۵۰	۰/۵۵	۷۵۰/۰۰	۳/۵۷۸
۲۳	۵/۰۰	۰/۶۰	۰/۵۵	۷۵۰/۰۰	۶/۸۵۳
۲۴	۵/۰۰	۱/۵۰	۰/۵۵	۲۰۰/۰۰	۱/۰۱۲۵
۲۵	۱۰/۰۰	۰/۶۰	۰/۵۵	۷۵۰/۰۰	۷/۶۵
۲۶	۵/۰۰	۱/۵۰	۰/۵۵	۷۵۰/۰۰	۴/۲۵۶
۲۷	۶/۰۰	۱/۲۰	۰/۸۵	۴۷۵/۰۰	۲/۵
۲۸	۵/۰۰	۱/۵۰	۱/۲۰	۴۷۵/۰۰	۱/۲۳
۲۹	۱۰/۰۰	۰/۶۰	۰/۵۵	۲۰۰/۰۰	۱/۸
۳۰	۵/۰۰	۰/۶۰	۰/۵۵	۲۰۰/۰۰	۲/۲۶

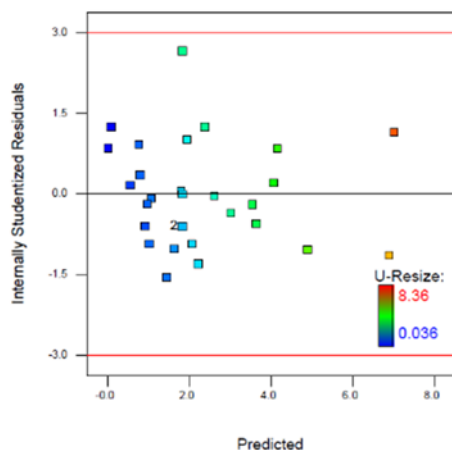
برای برداشت هر چه بهتر از نتایج به‌دست‌آمده تذکر داده می‌شود که آن دسته از آزمایش‌هایی که دارای فشاری بالاتر از ۴۷۵ بار



در نمودار ۴ و ۵ به ترتیب، نمودار احتمال نرمال باقیمانده‌ها و نمودار باقیمانده‌ها براساس مقادیرهای پیش‌بینی‌شده نمایش داده شده است. طبق یک قانون قراردادی کلی برای باقیمانده‌ها، باید خطاها بین مقادیرهای ۳ و -۳ باشد، بنابراین نمودار ۵ در محدوده قابل قبولی است.



نمودار ۴) احتمال باقی‌مانده‌ها



نمودار ۵) باقی‌مانده‌ها براساس مقادیر پیش‌بینی‌شده

### نتایج کلی و بررسی نمونه مخزن کامپوزیتی

قبل از هر گونه برداشت و بررسی در نمودار ۶ باید بدانیم که نمودار مذکور بر پایه خروجی‌های نرم‌افزار آباکوس و نیز کدگذاری‌های منطقی خود نرم‌افزار طراح آزمایش است. در واقع محور افقی در نمودار ۴، نوعی رابطه منطقی بین چهار ورودی است. (این بازه با تغییراتی حدود ۲۰٪ بالاتر و پایین‌تر از نمونه استاندارد کنونی تعیین شده است). در واقع نرم‌افزار طراح آزمایش با این فرآیند، تمام ورودی‌ها را طوری ساده‌سازی می‌کند که اولاً، تعداد آزمایش‌ها کاهش یابد، ثانیاً نمودار قابل درکی را به مخاطب براساس خروجی ارائه دهد.

همان طور که از نمودار ۶ مشخص است، هر چه فشار وارده به دیواره داخلی مخزن بیشتر شود، تغییر جابجایی نیز بیشتر می‌شود (و برعکس). این نشان‌دهنده این است که تغییرات جابجایی با فشار رابطه مستقیم دارد. همچنین با توجه به شیب خطوط B و C، که

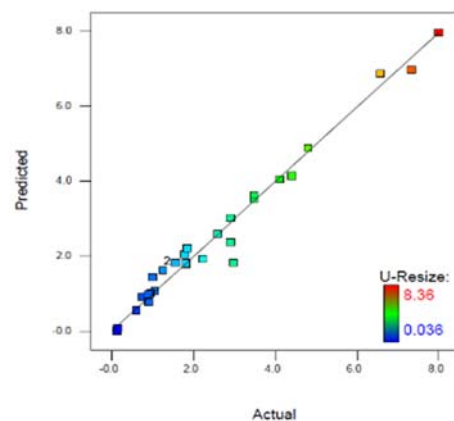
بالای هر کدام از آنها بر خروجی مدنظرمان است. در این بررسی به‌منظور معنی‌دار بودن مدل، سطح اطمینان ۹۵٪ گرفته شده است. بر این اساس، P-Value برای مدل‌ها کمتر از ۰/۰۵ به‌دست آمده است که نشان‌دهنده معنی‌دار بودن آزمایش‌ها است.

جدول ۱۴) جدول آنووا مربوط به مدل سطح پاسخ

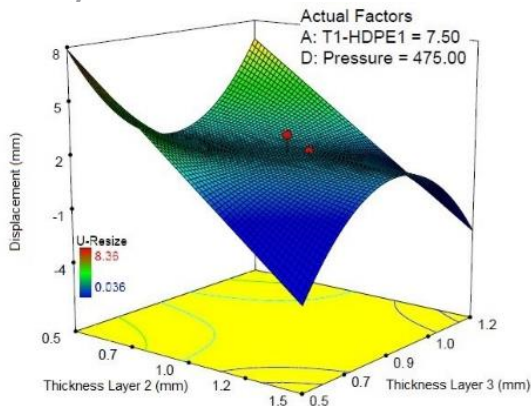
منبع	مجموع مربعات	درجه آزادی	متوسط مربعات	F-Value	p-Value
مدل	۱۲۰	۶	۲۰/۰۱	۲۸/۸۹	<۰/۰۰۰۱
A	۲/۹۹	۱	۲/۹۹	۴/۳۲	۰/۰۴۹۰
B	۶/۴۴	۱	۶/۴۴	۹/۲۹	۰/۰۰۵۷
C	۳/۳۴	۱	۳/۳۴	۴/۸۲	۰/۰۳۸۵
D	۵۸/۰۲	۱	۵۸/۰۲	۸۳/۷۶	۰/۰۰۰۱
AB	۰/۳۶	۱	۰/۳۶	۱/۵۱	۰/۲۴۱۵
BC	۱/۷۲	۱	۱/۷۲	۷/۲۶	۰/۰۱۸۴
BD	۱/۲۵	۱	۱/۲۵	۵/۲۹	۰/۰۳۸۷
CD	۰/۰۱۰	۱	۰/۰۱۰	۰/۴۲	۰/۸۴۰۵
A <sup>2</sup>	۰/۷۷	۱	۰/۷۷	۷/۴۶	۰/۰۱۷۱
C <sup>2</sup>	۰/۶۴	۱	۰/۶۴	۶/۹۰	۰/۰۲۰۹
D <sup>2</sup>	۸/۴۱	۱	۸/۴۱	۳۵/۴۶	<۰/۰۰۰۱
BCD	۰/۴۷	۱	۰/۴۷	۱/۹۸	۰/۱۸۳۲
A <sup>2</sup> B	۳/۸۹	۱	۳/۸۹	۱۶/۳۹	۰/۰۰۱۴
BC <sup>2</sup>	۴/۸۸	۱	۴/۸۸	۲۰/۵۷	۰/۰۰۰۶
CD <sup>2</sup>	۰/۸۳	۱	۰/۸۳	۳/۵۲	۰/۰۸۳۴
D <sup>3</sup>	۱/۴۵	۱	۱/۴۵	۶/۱۰	۰/۰۲۸۲
باقی‌مانده	۱۵/۹۳	۲۳	۰/۶۹	-	-
خطای خالص	۱۳۵/۹۹	۲۹	-	-	-

مقایسه بین مقادیر واقعی و مقادیر پیش‌بینی‌شده توسط نرم‌افزار طراح آزمایش در نمودار ۳ نمایش داده شده است. همان طور که در نمودار ۳ مشخص است، با توجه به نزدیکی خط مورب به داده‌ها برداشت می‌شود که مدل‌ها پیش‌بینی خوبی را ارائه داده است. همچنین در رابطه ۱۴، معادله‌های نهایی مقادیر ورودی را برحسب خروجی بیان کرده است.

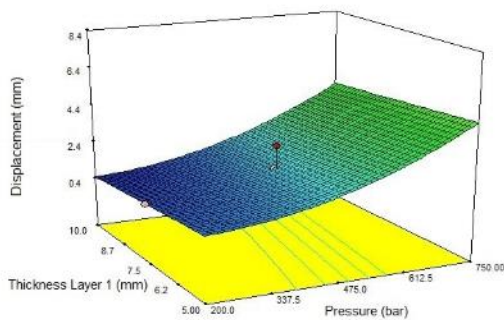
$$U = (1/97) - (0/31 \times A) - (0/53 \times B) - (0/38 \times C) + (1/90 \times D) + (0/43 \times BC) + (0/82 \times D^2) \quad (14)$$



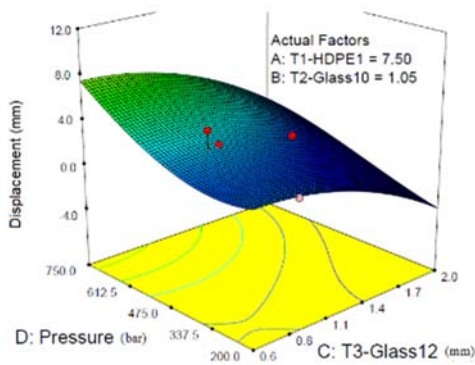
نمودار ۳) مقایسه بین مقادیر پیش‌بینی‌شده و مقادیر واقعی



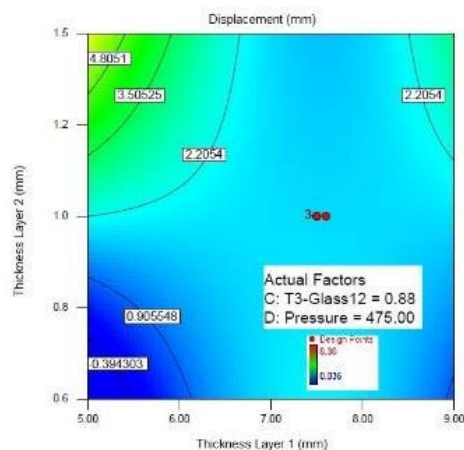
نمودار ۸) تغییر شکل مخزن به صورت سه بعدی براساس لایه ۲ و ۳



نمودار ۹) تغییر شکل مخزن به صورت سه بعدی براساس لایه ۱ و فشار

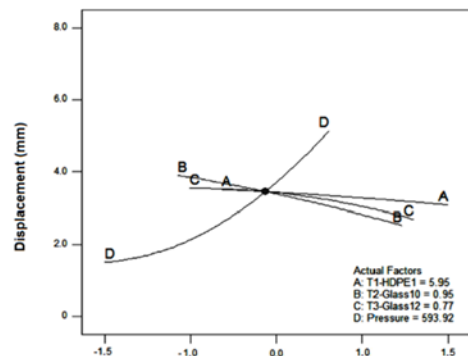


نمودار ۱۰) تغییر شکل مخزن به صورت سه بعدی براساس لایه ۳ و فشار

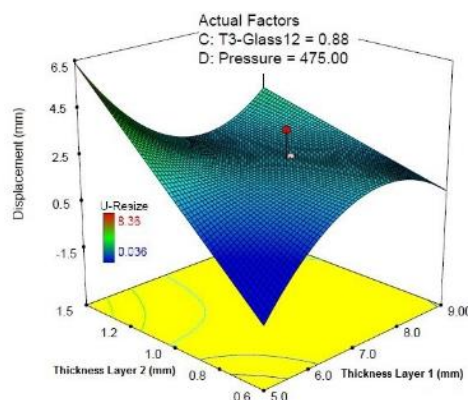


نمودار ۱۱) تغییر شکل مخزن به صورت کانتور رنگی، براساس لایه ۱ و ۲

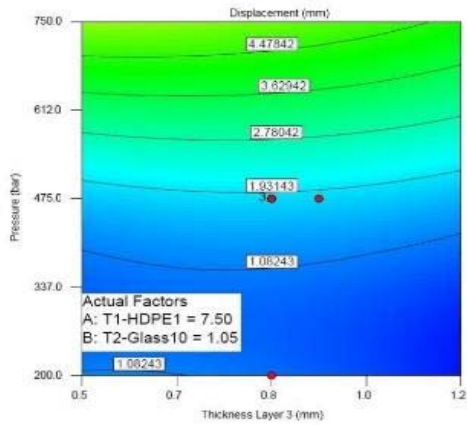
به ترتیب بیانگر لایه‌های ماریچی و سیم‌پیچی هستند، مشخص است که بیشترین تأثیر منطقی و مستقیم بر روی تغییرات جابجایی مخزن را دارا هستند. نکته بسیار مهمی این است که خط B که مخزن لایه ماریچی از الیاف شیشه هست، بیشترین شیب را دارد و هر چه مقدار ضخامت این لایه افزایش یابد، مقدار تغییر شکل مخزن کاهش بیشتری می‌یابد و بیشترین تأثیر را روی بهبود نتایج می‌گذارد؛ بنابراین یک نتیجه مهمی این است که باید روی لایه‌های الیاف ماریچی تمرکز بیشتری شود. همچنین با دقت در جدول ۱۲ نیز مشاهده می‌شود که نمونه‌های دارای ضخامت لایه ماریچی بیشتر هستند، کاهش جابجایی و تغییر شکل آنها کمتر است. برای فهم هر چه بهتر توضیحات داده شده در زمینه بهینه‌سازی، در نمودارهای ۷، ۸، ۹ و ۱۰ نمودارهای سه بعدی در خصوص رابطه داده‌های ورودی و خروجی نمایش داده شده است. همچنین برای درک بهتر نمودارها و تحلیل‌های پیشین، در نمودارهای ۱۱، ۱۲ و ۱۳ کانتورهای رنگی تغییرات جابجایی در قسمت میانی مخزن تمام کامپوزیتی براساس لایه‌های مختلف و فشار، نشان داده شده است. از نرم‌افزار طراح آزمایش، نمودارهای فراوانی به عنوان خروجی از حالات مختلف داده‌ها می‌توان استخراج کرد که به نمودارهای استاندارد و مهم بسنده شده است. نمودارهای ۱۱، ۱۲ و ۱۳ به صورت دوبعدی تأثیر پارامترهای مختلف را بر روی خروجی یعنی تغییر شکل را نشان می‌دهند بنابراین این شکل‌ها به منظور درک بهتر تأثیر پارامترها بر خروجی آورده شده است.



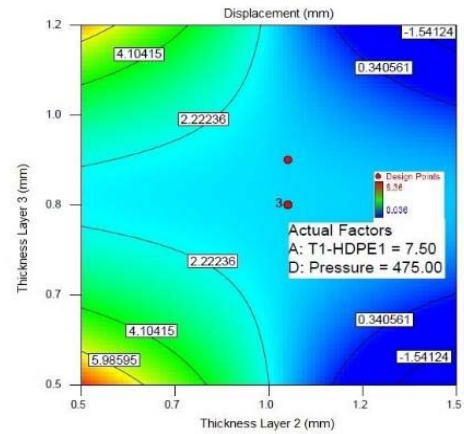
نمودار ۶) تأثیر پارامترهای ورودی بر پارامترهای خروجی



نمودار ۷) تغییر شکل مخزن به صورت سه بعدی براساس لایه ۱ و ۲



نمودار (۱۳) تغییر شکل مخزن به صورت کانتور رنگی، براساس لایه ۳ و فشار



نمودار (۱۴) تغییر شکل مخزن به صورت کانتور رنگی، براساس لایه ۲ و ۳

جدول (۱۵) مشخصات پارامترهای مستقل و خروجی برای تعیین شرایط بهینه

پارامتر	هدف	کمترین مقدار	بیشترین مقدار	درجه اهمیت
لایه اول (mm)	در بازه مقادیر	۵	۱۰	۳
لایه دوم (mm)	در بازه مقادیر	۰/۶	۱/۵	۳
لایه سوم (mm)	در بازه مقادیر	۰/۵۵	۱/۲	۳
فشار (bar)	در بازه مقادیر	۲۰۰	۷۵۰	۳
تغییر شکل مخزن (mm)	کمترین مقدار	۰/۰۳۶	۸/۳۶	۵

جدول (۱۶) شرایط بهینه برای مشخصات پارامترهای جدول ۱۵

شماره	لایه اول (mm)	لایه دوم (mm)	لایه سوم (mm)	فشار (bar)	تغییر شکل مخزن (mm)	مطلوبیت
۱	۵/۸۳	۱/۲۹	۰/۹۵	۳۱۰/۹۴	۱/۸۹۰	۱
۲	۶/۵۲	۰/۶۴	۰/۷۰	۳۲۶/۲۸	۱/۶۹۹۷	۱
۳	۸/۰۹	۱/۲۱	۰/۷۸	۵۶۵/۳۶	۲/۵۴۳۹	۱
۴	۶/۹۶	۱/۱۹	۱/۱۲	۵۲۶/۳	۱/۴۳۵۲	۱
۵	۷/۷۲	۰/۷۹	۱/۰۳	۶۷۶/۸۵	۴/۶۰۹۵	۱

### بهینه‌سازی

به‌منظور تعیین مطلوبیت تأثیر هر کدام از پارامترها بر خروجی نیاز به یک تابع هدف است. با توجه به پارامترهای مستقل کمی و کیفی و خروجی، شرایط بهینه‌سازی عددی در جدول ۱۵ نشان داده شده است. در این جدول، هدف بهینه‌سازی هر فاکتور، بازه تغییرات و درجه اهمیت آن بیان شده است.

با در نظر گرفتن مقادیر جدول ۱۵، شرایط بهینه موردنظر به ترتیب مطلوبیت در جدول ۱۶ آمده است. همان‌طور که مشخص است برای داشتن مقدار کم‌ترین تغییر شکل مخزن در بازه موردنظر با توجه به در بازه بودن سایر پارامترها، اعداد این جدول به دست آمده است. نزدیک بودن مقدار مطلوبیت به عدد ۱ نشان‌دهنده شرایط بهینه، مناسب است.

به‌منظور بررسی نتایج به دست آمده برای شرایط بهینه تعیین شده در جدول ۱۰، مقادیر شماره ۱ در نرم‌افزار آباکوس مورد ارزیابی قرار گرفتند. مقدار تغییر شکل مخزن در شبیه‌سازی عددی برای این شرایط برابر ۱/۷۱۱ میلی‌متر به دست آمد؛ بنابراین مقدار خطا بین مقدار عددی و پیش‌بینی شده تنها ۹/۴۷٪ است.

### نتایج‌گیری

در این مقاله تلاش فراوان برای حصول مرجعی کامل، پیوسته و منسجم به‌طور علمی و منحصراً در حوزه مخازن CNG صورت گرفته است که برخی از نتایج به دست آمده از آن شامل صحت‌سنجی نرم‌افزار آباکوس با نمونه مخزن‌های نسل یکم و چهارم مخازن CNG، مدل‌سازی، تحلیل و بررسی تخصصی مخزن تمام فلزی، مدل‌سازی، تحلیل و بررسی تخصصی مخزن تمام کامپوزیتی، ایجاد ارتباط بین دو نرم‌افزار آباکوس و طراح آزمایش در حوزه مخازن CNG برای اولین بار، کاهش تنش‌ها در قسمت میانی مخزن کامپوزیتی و بررسی تخصصی نتایج به دست آمده از نرم‌افزار طراح آزمایش، است. همچنین با بررسی نتایج حاصل از توسعه شبیه‌سازی عددی و نرم‌افزار طراحی آزمایش، مشاهده می‌شود، نتایج عددی و تجربی بسیار خوبی حاصل شده است. مخازن کامپوزیتی ضمن سبک‌بودن، مقاومت بیشتری در مقابل فشارهای داخلی دارند که در این پژوهش به کاهش حدود ۳۰ درصدی وزن مخازن کامپوزیتی و کاهش ۲۰ درصدی تغییر شکل، تحت فشار کاری دست یافته شد. با توجه به فعالیت‌های انجام شده در گذشته

acoustic emission in Thailand. *Advances in Acoustic Emission Technology*. 2015;158:405-415.

10- Messenger T, Pysz M, Gineste B, Chauchot P. Optimal laminations of thin underwater composite cylindrical vessels. *Composite Structures*. 2002;58(4):529-537.

11- Kim MH, Cho JR, Bae WB, Kweon JH, Choi JH, Cho SR, et al. Buckling analysis of filament-wound thick composite cylinder under hydrostatic pressure. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2010;11(6):909-913.

12- Jung HY, Cho JR, Han JY, Lee WH, Bae WB, Cho YS. A Study on buckling of filament wound cylindrical shells under hydrostatic external pressure using finite element analysis and buckling formula. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 2012;13(5):731-737.

13- Soden PD, Kitching R, Tse PC, Tsavalas Y, Hinton MJ. Influence of winding angle on the strength and deformation of filament-wound composite tubes subjected to uniaxial and biaxial loads. *Composite Science and Technology*. 1993;46(4):363-378.

14- Liu PF, Xing LJ, Zheng JY. Failure analysis of carbon fiber/epoxy composite cylindrical laminates using explicit finite element method. *Composites Part B: Engineering*. 2014;56:54-61.

15- International Organization for Standardization. Gas cylinders — Refillable seamless steel gas cylinders — Design, construction and testing — Part 1: Quenched and tempered steel cylinders with tensile strength less than 1 100 MPa [Report]. Vernier: Canadian Standards Association; 2010 Oct. Report No: ISO 9809-1:2010.

16- Johnson GR, Cook WH, Johnson G, Cook W. A constitutive model and data for materials subjected to large strains, high strain rates, and high temperatures. *Proceedings of the Seventh International Symposium on Ballistics*. 2018;Unknown.

17- Johnson GR, Cook WH. Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures. *Engineering Fracture Mechanics*. 1985;21(1):31-48.

18- P Beer F, Juhnston ER, Dewolf JT, Mazurek DF. *Mechanics of Materials*. 6<sup>th</sup> Edition. Vahedian E, translator. Tehran: University Publishing Center; 2002. [Persian]

19- Shiglee JE. *Design of components in mechanical engineer*. Dibaenia B, translator. Tehran: University Publishing Center; 2006. [Persian]

20- Mirzaei M, Malekan M, Sheibani E. Failure analysis and finite element simulation of deformation and fracture of an exploded CNG fuel tank. *Engineering Failure Analysis*. 2013;30:91-98.

21- Heidari-Rarani M, Ahmadi-Jebeli M. Finite element modeling of failure in IV type composite pressure vessel using WCM plug-in in ABAQUS software. *Modares Mechanical Engineering*. 2018;18(4):191-200. [Persian]

22- Harris B. *Fatigue in composites*. Sawston: Woodhead Publishing; 2003.

23- Nirbhaya M, Juneja S, Dixita A, Misraa RK, Sharma S. Finite element analysis of all composite CNG cylinders. *Procedia Materials Science*. 2015;10:507-512.

و در این مقاله، اما همچنان این نیاز احساس می‌شود که باید در زمینه افزایش و بهینه‌سازی قطر مخازن، فعالیت‌های بیشتری صورت گیرد تا بتوان به حجم‌های بیشتری برای ذخیره گاز رسید.

**تشکر و قدردانی:** نویسندگان مراتب سپاس و قدردانی خود را از دانشگاه ایوان کی به‌منظور فراهم‌آوردن شرایط مناسب انجام پژوهش حاضر اعلام می‌دارند.

**تأییدیه اخلاقی:** محتویات علمی، حاصل پژوهش نویسندگان و صحت نتایج آن نیز بر عهده آنها است.

**تعارض منافع:** این مقاله هیچ گونه تعارض منافعی با سازمان‌ها و اشخاص ندارد.

**سهم نویسندگان:** سیدمهدی سیدی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی (۳۰٪); علیرضا نداد اسکویی (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی (۲۰٪); مصطفی سیاح بادخور (نویسنده سوم)، پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪).

**منابع مالی:** کلیه هزینه‌ها توسط نویسندگان تأمین شده است.

## منابع

- 1- CSA B51. Boiler, pressure vessel, and pressure piping code [Report] Vernier: Canadian Standards Association 1995.
- 2- American National Standards for Basic Requirements for Compressed Natural Gas Vehicle (NGV) Fuel Containers. Compressed natural gas vehicle fuel containers [Report]. Cleveland: Confederate States of America; 1992. Report No: CSA/ANSI NGV 2-2019.
- 3- International Organization for Standardization. High pressure cylinders for the on board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles [Report]. Vernier: Canadian Standards Association; 2000 Sep. Report No: ISO 11439:2000.
- 4- Fuoss E, Straznicky PV, Poon C. Effects of stacking sequence on the impact resistance in composite laminates—Part1: Prediction method. *Composite Structure*. 1998;41(1):67-77.
- 5- Johnson W, Winegar J. Development of an all-composite NGV high pressure storage cylinder [Report]. United States: Fiber Dynamics Corp; 1991.
- 6- Ghasemi A, Babae M. Investigation of different types of tanks, CNG design and manufacture of type 4 composite tanks and materials used. In: National Iranian Gas Company, editors. The first national CNG conference; 2008. [Persian]
- 7- DuVall FW. Cost comparisons of wet filament winding versus prepreg filament winding for type II and type IV CNG cylinders. *Sampe Journal*. 2001;37(1):38-42.
- 8- ZhangYM, Li PN, Wang X. Study of fiber hoop-wrapped composite cylinders impact resistance. *Composites Part B: Engineering*. 2013;45(1):1377-1383.
- 9- Jomdecha C, Jirarungsatian C, Methong W, Poopat B. The present status of using natural gas cylinders and