

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/293645262>

Design and Numerical Analysis of Composite Pressure Vessel based on Unit Load Method (in persian)

Article · December 2015

CITATIONS

0

READS

320

2 authors:



Hasan Biglari

University of Tabriz

58 PUBLICATIONS 237 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



Armin Norouzi

University of Alberta

17 PUBLICATIONS 98 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:



Learning based Control strategies [View project](#)



Numerical investigation on mechanical properties of microtubules. [View project](#)

طراحی و تحلیل عددی مخازن تحت فشار کامپوزیتی بر اساس روش بار واحد

حسن بیگلری*

استادیار، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی مهندسی مکانیک

آرمین نوروزی

دانشجوی کارشناسی، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی مهندسی مکانیک

چکیده

هدف این مقاله، طراحی مخازن کامپوزیتی تحت فشار نوع چهارم برای ذخیره گاز طبیعی مورد استفاده در خودروهای دوگانه سوز، به روش المان محدود می‌باشد. این نوع مخازن از یک آستر پلیمری و الیاف تقویت‌کننده که به روش رشته‌پیچی به دور آن پیچیده می‌شود، تشکیل شده‌اند. ابعاد و فشار مخزن مورد بررسی مطابق با ابعاد و فشار مخازن گاز طبیعی طبق استاندارد ایزو ۱۱۴۳۹ برای کاربرد در خودرو می‌باشد. هدف از طراحی مخزن تعیین زوایای الیاف، تعداد لایه‌ها و ضخامت مخزن است. عدسی‌های مختلف نیمه کروی، شبه بیضوی و شبه کروی در این طراحی مورد بررسی قرار می‌گیرد. مبنای طراحی، استاندارد BS4994 و طبق روش بار واحد می‌باشد. شبیه‌سازی در نرم‌افزار ANSYS به صورت سه بعدی (مدل یک هشتم) توسط المان Solid46 صورت می‌پذیرد. برای صحت‌گذاری روش المان محدود، نتایج حاصله با نتایج موجود در ادبیات موضوع مقایسه می‌شود. تخریب کامپوزیت بر اساس دو معیار حداکثر کرنش مجاز و سای-وو مورد بررسی قرار می‌گیرد. بررسی‌های عددی نشان می‌دهد که طراحی اولیه مطابق استاندارد بدلیل در نظر نگرفتن اثرات تمرکز تنش و تنش خمشی نیازمند بازنگری می‌باشد. اصلاح طرح توسط افزایش لایه‌ها به صورت سعی و خطا در تحلیل اجزاء محدود صورت می‌پذیرد. نهایتاً، چیدمان لایه‌های کامپوزیتی $[\pm 96/90]_6$ پاسخگوی طراحی مخزن ذخیره‌سازی گاز طبیعی تحت فشار کاری ۲۰ مگاپاسکال با عمر خستگی ۱۰۰۰ سیکل می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: مخازن تحت فشار کامپوزیتی نوع چهارم، روش بار واحد، تحلیل عددی، روش الیاف‌پیچی.

Design and Numerical Analysis of Composite Pressure Vessel based on Unit Load Method

H. Biglari Assistant Professor, University of Tabriz, Department of Mechanical Engineering

A. Norouzi M. Sc. Student, University of Tabriz, Department of Mechanical Engineering

Abstract

The present work is aimed to design of type IV composite pressure vessels for storing compressed natural gas (CNG) that used in bi-fuel vehicle based on finite element method. This type of vessels consisting of polymer liner with reinforcement fiber that wounded over the liner by filament winding method. Dimensions and pressure of CNG pressure vessel in this paper are similar to the same in ISO 11439 standard. The propose of design is to find fiber angles, number of layers and thickness of vessel. In this paper, different hemispherical, semi-ellipsoidal and torispherical domes is considered for vessel. This design is based on BS 4994 standard and unit load method. The vessel simulated in 3-D (1/8 model) with Solid 46 element type using commercial ANSYS software. In order to verify finite element method (FEM), result compare with result of other results reported in literatures. Composite damage is considered based on maximum strain and Tsai-Wu criterions. Consideration showed that the first design needs modification, because of ignoring effects of stress concentration effects and bending stress. Redesign done with increase of layers based on try and error in FEM. Finally a $(\pm 96/90)_{66}$ laminate is used in flament wound pressure vessels with 20 MPa as working pressure and 1000 cycle as fatigue life.

Keywords: Composite pressure vessels type IV, Unite load method, Numerical Analysis, Filament winding method.

۱- مقدمه

مخازن تحت فشار از جمله تجهیزاتی هستند که در شاخه نفت و پتروشیمی و در اغلب صنایع اصلی نظیر نیروگاه و حمل و نقل از کاربرد ویژه و قابل توجهی برخوردار بوده و از این رو توجه به مقوله طراحی و ساخت آنها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. این مخازن معمولاً استوانه‌ای یا کروی، برای نگهداری و یا انجام فرآیند های شیمیایی مایعات و یا گازها می‌باشند که توانایی مقاومت در برابر بارگذاری‌های مختلف (فشار داخلی، فشار خارجی و خلا در داخل) را دارا می‌باشند [۱]. این مخازن در چهار نوع اصلی که از نظر ساخت و طراحی متفاوتند، تقسیم‌بندی می‌شوند. مخازن نوع اول، مخازن تحت فشار تمام فلزی هستند که معمولاً آن‌ها را مخازن یکپارچه نیز می‌نامند. معایب این نوع مخازن وزن بالای آنها و احتمال وقوع خستگی و خوردگی زیاد در آنهاست. مخازن نوع دوم، مخازن تحت فشار فلزی هستند که رشته‌های تقویت کننده فقط به صورت محیطی به دور آنها پیچیده شده‌اند. مخازن نوع سوم، دارای یک لایه‌ی آستری از جنس فولاد یا آلومینیوم (عموماً از جنس آلومینیوم برای جلوگیری از خوردگی ناشی از اکسایش) است که الیاف آغشته به رزین از جنس شیشه، کربن، آرامید و یا ترکیبی از آنها، به دور آستری فلزی پیچیده شده است. تفاوت مخازن نوع سوم با مخازن نوع دوم این است که در این مخازن الیاف کامپوزیتی هم به صورت محیطی و هم به صورت محوری به دور آستر پیچیده می‌شود. نتیجه این کار، پوشش کامل آستر فلزی توسط الیاف کامپوزیتی و کاهش ضخامت آستر فلزی مخزن است. مخازن نوع چهارم که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته شده است، از یک آستر پلاستیکی تشکیل شده که الیاف کامپوزیتی به صورت محوری و محیطی به دور آن پیچیده شده است. این مخازن به علت استفاده از آستر پلاستیکی، مقاومت خستگی بسیار خوبی در مقایسه با مخازن نوع دوم و سوم دارند. همچنین، مخازن نوع چهارم به دلیل آستر پلاستیکی و پوشش کامل آن توسط الیاف کامپوزیتی از سبکترین انواع مخازن محسوب می‌شوند [۲].

ژانگ [۳] و همکاران حل تحلیلی بر اساس تئوری ترمو-الاستیک، برای یافتن توزیع تنش در مخزن کامپوزیتی چند لایه که از طرف سیال تحت فشار داخلی و بار گرمایی قرار گرفته است، به دست آورده‌اند. در این تحلیل، تأثیر دو انتهای بسته مخزن در نظر گرفته شده است. به این منظور، یک فشار اکستروژن مجازی^۱ برای در نظر گرفتن اثر دو انتهای بسته مخزن تحت فشار پیشنهاد شده است. اوندرا [۴] و همکاران بر روی فشار ترکیبیدن مخازن تحت فشار کامپوزیتی مطالعه کرده‌اند. در این تحقیق از سه روش تحلیلی، تجربی و المان محدود برای تعیین زاویه جهت‌گیری بهینه الیاف در مخازن تحت فشار کامپوزیتی متقارن و نامتقارن

استفاده شده است. همچنین تأثیر دما بر روی فشار ترکیبیدن مخازن کامپوزیتی بررسی شده است. در روش تحلیلی، حل الاستیک بر اساس تئوری لخنیتسکی^۲ برای پیش‌بینی فشار ترکیبیدن مخازن تحت فشار کامپوزیتی چند لایه توسعه یافته است. سون [۵] و همکاران مقاله‌ای برای ارزیابی تکنیک‌های مدل‌سازی برای مخازن نوع سوم تحت فشار هیدروژن (۷۰ مگاپاسکال) ساخته شده از آستر آلومینیومی (۵ میلی‌متر) و لایه‌های ضخیم کامپوزیتی کربن/اپوکسی (۴۵ میلی‌متر) برای سلول سوختی در وسایل نقلیه ارائه داده‌اند که در آن توزیع تنش در لایه‌های کامپوزیتی مخزن نوع سوم هیدروژن با استفاده از سه تکنیک مختلف مدل‌سازی محاسبه شده است. هوساین [۶] و همکاران در تحقیقی به بررسی تحلیلی و تجربی قسمت استوانه‌ای مخازن فلزی تقویت شده با رشته‌پیچی تحت فشار داخلی پرداخته‌اند که در آن مخازن از لایه‌های کربن/اپوکسی پیچیده شده روی آستر فلزی درست شده‌اند. این تحقیق شامل سه قسمت تحلیلی، تجربی و بررسی عددی مخازن می‌باشد. در مدل تحلیلی، لایه کامپوزیتی الاستیک غیر همسانگرد و آستر فلزی الاستوپلاستیک در نظر گرفته شده است. مدل پیشنهاد شده جواب دقیقی برای تنش و کرنش قسمت استوانه‌ای تحت بارگذاری استاتیکی را فراهم می‌کند. قسمت تجربی با استفاده از ساخت و تست نمونه آزمایشی نتایج قسمت تحلیلی را تصدیق می‌کند. معیار شکست، مقاومت نهایی استاتیکی کامپوزیت در نظر گرفته شده است. در شبیه‌سازی عددی توسط نرم‌افزار تجاری ANSYS، بخش کامپوزیتی و آستر فلزی با توجه به فرضیات مدل تحلیلی با رفتار الاستیک و الاستوپلاستیک توصیف شده‌اند. تنش‌ها، کرنش‌ها و جابجایی‌های محاسبه شده در روش تحلیلی همخوانی خوبی با نتایج روش عددی دارند. کبیر [۷] مقاله‌ای با عنوان آنالیز المان محدود مخازن تحت فشار کامپوزیتی با آستر فلزی برای بررسی نشی قبل از شکست و تحمل بار به وسیله آستری ارائه داده است. در این تحقیق، بر اساس شرایط تعادل تنش شکل بهینه برای آستر فلزی انتخاب شده است. نتایج عددی برای شکل‌های مختلف عدسی گزارش شده و برتری شکل عدسی بهینه در کاهش بیشینه تنش بررسی شده است. ساکاتای [۸] و همکاران مقاله‌ای بر مبنای روش عددی قابل اطمینان برای طراحی مخازن تحت فشار رشته‌پیچی شده بر اساس مکانیک شکست ارائه داده‌اند. در این تحقیق دو مدل جهت آنالیز عددی و انجام تست ساخته شده است که تفاوت آنها در ترتیب قرار گرفتن لایه‌ها می‌باشد. برای اعتبارسنجی حل عددی، نتایج کرنش را برای هر نقطه از سطح با نتایج حاصل از تست مقایسه شده است. نتایج حاصله نشانگر این است که روش عددی فوق یک روش قابل قبول بوده و با نتایج تجربی توافق خوبی دارد. برای مطالعه بیشتر در زمینه کارهای

² Lekhnitski¹ Pseudo extrusion pressure

چندلایه صادق نیست، بنابراین از روش دیگری بنام روش بار واحد برای طراحی مخازن استفاده می‌شود.

با توجه به شکل ۱، چنانچه المانی از کامپوزیت تحت بار کششی F قرار گیرد، بار بر واحد عرض F/c و تنش $\sigma = F/ct$ است. چون اندازه‌گیری ضخامت هر لایه در کامپوزیت آسان نیست، لذا بار مجاز را بر واحد وزن الیاف بر واحد سطح تقسیم کرده و حاصل مقاومت نهایی واحد نامیده می‌شود:

$$u = \frac{F}{cm} \quad (1)$$

وزن الیاف بر واحد سطح (kg/m^2) از رابطه (۲) به دست می‌آید:

$$m = \frac{m_f}{cL} \quad (2)$$

در رابطه بالا m_f وزن کل الیاف است. با توجه به تعریف تنش و رابطه (۱)، رابطه زیر بین تنش و مقاومت نهایی واحد برقرار است:

$$u = \sigma \frac{t}{m} \quad (3)$$

به t/m ضخامت مخصوص گویند.

۲-۱- ضرایب اطمینان طراحی

ضریب اطمینان طراحی مطابق استاندارد BS4994 از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$K = 3K_1K_2K_3K_4K_5 \quad (4)$$

ضریب ۳ برای کاهش اثرات تنش ماده که در بارگذاری بلند مدت ایجاد می‌شود، اعمال می‌گردد. ضرایب K_1 تا K_5 ضرایبی هستند که با توجه روش تولید، دمای کاری، پوشش ترموپلاستیک، عمر خستگی و شرایط عملیاتی به دست می‌آیند. هیچ مخزنی نباید ضریب طراحی کمتر از ۸ داشته باشد [۱۲].

۲-۲- بار مجاز بارگذاری

بار مجاز طراحی چندلایه U_2 بر اساس بار مجاز تک‌لایه بر مبنای استحکام نهایی تک‌لایه U_L و یا کرنش نهایی مجاز تک‌لایه U_S تعیین می‌شود. بار مجاز تک‌لایه بر مبنای استحکام نهایی از رابطه (۵) به دست می‌آید:

$$U_L = \frac{u}{K} \quad (5)$$

که u مقاومت کششی نهایی واحد است و از جدول ۱ به دست می‌آید.

حداکثر کرنش مجاز تک‌لایه ϵ یکی از دو مقدار ϵ_R و 0.1 و یا مقدار 0.2 درصد است (هر کدام که کمتر باشد) [۱۲]. ϵ_R کرنش شکست رزین بدون الیاف است. محدودیت کرنش مجاز منجر به بار طراحی به قرار زیر می‌شود:

$$U_S = X_Z \epsilon \quad (6)$$

صورت گرفته در زمینه مخازن کامپوزیتی می‌توان به لی اوآ [۹] مراجعه نمود. در این مقاله، مروری بر شبیه‌سازی عددی و طراحی بهینه مخازن کامپوزیتی تحت فشار بالا حاوی هیدروژن ارائه شده است که در آن از آستر آلومینیوم جهت جلوگیری از نشت هیدروژن و همچنین به عنوان قالب برای الیافی پیچی استفاده شده است. کیم و چوی [۱۰] تحلیل خطر استفاده از مخازن تحت فشار کامپوزیتی را با استفاده از روشهای المان محدود بررسی نمودند. در این مقاله، سعی شده تا عوامل خرابی مخازن توسط شیوه‌های معمول و آزمونهای مخصوص مهندسی بررسی و تعیین گردد. اخیراً، نیربای و همکاران [۱۱] فشار ترکیدن و مودهای خرابی در مخازن تمام کامپوزیتی ساخته شده از الیاف کربن و شیشه را با روش المان محدود و توسط نرم‌افزار ANSYS بررسی نمودند.

در کار حاضر، طراحی مخزن کامپوزیتی نوع چهارم به منظور کاربرد در مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی خودرو مورد بررسی قرار گرفته شد. ابعاد و فشار کاری مخازن ذخیره‌سازی گاز طبیعی مورد بررسی مطابق با استاندارد ایزو ۱۱۴۳۹ می‌باشد. برای طراحی از روش بار واحد مطابق استاندارد BS4994 استفاده شد. مخزن کامپوزیتی از جنس شیشه/اپوکسی با کسر حجمی ۵۸٪ و به روش الیافی پیچی تولید می‌شود. هدف از طراحی مخزن تعیین ضخامت، تعداد لایه‌ها و زوایای الیاف مورد نیاز در قسمت جداره استوانه‌ای و عدسی می‌باشد. سپس مخزن طراحی شده در نرم‌افزار ANSYS تحت فشار طراحی توسط معیارهای تخریب حداکثر کرنش و سای-وو مورد بررسی قرار گرفته شد. مشاهده می‌شود که در محل اتصال عدسی به قسمت استوانه‌ای و در محل ناف، طراحی صورت گرفته نیازمند تصحیحات می‌باشد. زیرا در استاندارد BS4994 مسائل تمرکز تنش و تنشهای خمشی مورد توجه قرار نگرفته است. مخزن کامپوزیتی طراحی شده نسبت به مشابه فلزی خود ۲۱٪ سبک‌تر است.

۲- روش طراحی مخزن به روش بار واحد

یکی از روش‌های مرسوم در طراحی مخازن کامپوزیتی، روشی موسوم به روش بار واحد مطابق با استاندارد BS4994 می‌باشد [۱۲]. روش قدیمی، طراحی بر اساس تنش مجاز بود که به سادگی با داشتن مقاومت نهایی و تقسیم آن بر ضریب اطمینان به دست می‌آمد. این روش با موفقیت در مخازن فلزی به کار گرفته شد و تلاش شد که برای مخازن کامپوزیتی نیز به کار رود. پاسخ لازم بر مبنای روش تنش مجاز گرفته شد. ولی در نظر گرفتن پارامترها و بهره‌گیری از تنوع ممکن در سازه‌های کامپوزیتی در این روش بسیار مشکل است. به علاوه، کدهایی که بر اساس تنش مجاز طراحی بنا شده‌اند، بر اساس فرض ایزوتروپ بودن ماده و یکنواخت بودن خواص در طول ضخامت بنا شده‌اند. از آنجایی که هیچ یک از فرض‌های ذکر شده در کامپوزیت‌های

حالتی نباید ضخامت مخزن کمتر از ۳ میلی‌متر برای مخازن حاوی مایعات و ۵ میلی‌متر برای مخازن تحت فشار داخلی یا خلاء باشد. با توجه به مقادیر ضخامت بسیار بالا و طراحی بسیار محتاطانه استاندارد BS4994، در این مقاله جهت کاهش ضخامت، وزن و قیمت تمام شده، ضخامت هر لایه کامپوزیت شیشه/اپوکسی بر اساس مرجع [۱۳] برابر با ۰٫۲ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.

۲-۴- تنشهای اعمالی

تنشهای محیطی و محوری بر واحد سطح مخزن مطابق روابط استوانه جدار نازک از روابط (۱۱) و (۱۲) به دست می‌آید:

$$Q_{\phi} = \frac{PD}{2} \quad (11)$$

$$Q_x = \frac{PD}{4} + \frac{W}{\pi D} \pm \frac{4M}{\pi D^2} \quad (12)$$

در رابطه (۱۲) جمله دوم و سوم مربوط به وزن مخازن عمودی و گشتاور خارجی اعمالی به مخزن می‌باشد. با داشتن بار واحد طراحی برای هر لایه، طراحی کلی مخزن با این معیار انجام می‌شود که مجموع ظرفیت بار لایه‌های تشکیل‌دهنده مخزن باید بزرگتر یا مساوی بار اعمالی باشد:

جدول ۱- مقاومت نهایی U و مدول واحد طبق استاندارد BS4994 [۱۲]

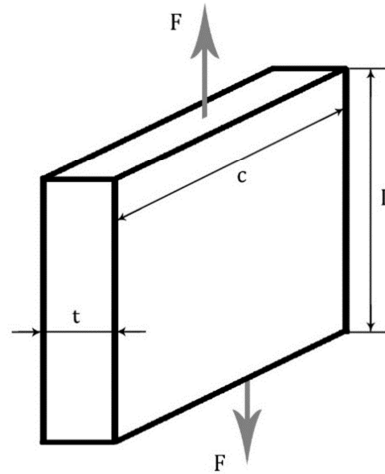
مقاومت کششی نهایی واحد (N/mm per Kg/m ² glass)	مدول واحد (N/mm per Kg/m ² glass)	نوع تقویت کننده
۲۰۰	۱۴۰۰۰	پارچه‌های الیاف خرد شیشه (رزین‌های غیرفوران)
۱۴۰	۱۴۰۰۰	پارچه‌های الیاف خرد شیشه (رزین‌های فوران)
۲۵۰	۱۶۰۰۰	پارچه‌های بافته شده الیاف شیشه (رزین‌های غیرفوران)
۱۶۰	۱۶۰۰۰	پارچه‌های بافته شده الیاف شیشه (رزین‌های غیر فوران)
۵۰۰	۲۸۰۰۰	رشته‌پیچی (در جهت الیاف)

جدول ۲- ضرایب به کار رفته در بار واحد طراحی [۱۲]

θ	F_{ϕ}	F_x
$0 < \theta \leq 15$	۰	۱
$15 < \theta \leq 75$	۰٫۵	۰٫۵
$75 < \theta \leq 90$	۱	۰

$$u_1 m_1 n_1 + u_2 m_2 n_2 + \dots + u_z m_z n_z \geq Q \quad (13)$$

در رابطه بالا، m_i وزن واحد سطح لایه i ام و n_i تعداد لایه‌های آن می‌باشد. لایه‌چینی‌های مختلفی برای طراحی قابل قبول مخزن مورد نظر وجود دارد. یک روش تعیین این لایه‌چینی‌ها این است که تعداد لایه‌ها ثابت نگه داشته شود و زاویه الیاف و جنس



شکل ۱- المانی از کامپوزیت تحت بار کششی

X_Z مدول واحد تک‌لایه در جدول ۱ آمده است. مدول واحد طبق تعریف استاندارد برابر است با نسبت بار بر واحد عرض تقسیم بر کرنش حاصله در تست کشش تک محوره بر واحد جرم تک لایه کامپوزیتی.

۲-۳- بار واحد طراحی

بار واحد طراحی چندلایه برای انواع لایه‌ها باید محاسبه شود: الف- اگر برای همه لایه‌ها، بار مجاز ناشی از کرنش نهایی U_S کوچکتر از با مجاز ناشی از استحکام نهایی U_L باشد، مقدار U_S به عنوان بار واحد U_Z برای هر لایه انتخاب می‌شود (در این حالت معیار طراحی کرنش مجاز است).

ب- اگر برای تعدادی یا همه لایه‌ها U_L کوچکتر از U_S باشد، کرنش مجاز برای آن لایه‌ها از رابطه (۷) به دست می‌آید:

$$\epsilon_L = \frac{U_L}{X_Z} \quad (7)$$

با در نظر گرفتن این که مجموع لایه‌ها چندلایه کامپوزیتی را به وجود می‌آورد، کرنش مجاز چندلایه (ϵ_d) باید کوچکترین کرنش مجاز بین تمامی لایه‌ها (ϵ_L) باشد. سپس بار واحد مجاز هر لایه از رابطه (۸) به دست می‌آید:

$$U_Z = X_Z \epsilon_L \quad (8)$$

چنانچه زاویه الیاف‌پیچی مخزن θ باشد، در این صورت مقادیر مقاومت نهایی و مدول واحد با توجه به زاویه الیاف باید تصحیح شود. در این حالت مقادیر مدول‌های محیطی (X_{ϕ}) و طولی (X_x) برای هر تک‌لایه با توجه به زاویه الیاف از شکل ۲ به دست می‌آید. مقادیر بار واحد طراحی محیطی (U_{ϕ}) و طولی (U_x) با توجه به ضرایب داده شده در جدول ۲ و با توجه به روابط (۹) و (۱۰) به دست می‌آیند:

$$U_{\phi} = X_{\phi} \epsilon_d F_{\phi} \quad (9) \quad \text{برای جهت جانبی}$$

$$U_x = X_x \epsilon_d F_x \quad (10) \quad \text{برای جهت طولی}$$

در طراحی مخزن، ضخامت هر لایه باید از روی کسر حجمی شیشه موجود در هر لایه از طریق استاندارد محاسبه شود. در هیچ

ارائه شده در شکل ۳، مخزن مورد نظر با فشار عملکرد ۲۰ مگاپاسکال و قطر ۳۳۰ میلیمتر به صورت زیر طراحی می‌شود. جهت محاسبه ضریب اطمینان، با استفاده از جداول و اشکال موجود در استاندارد، ضرایب K_1 تا K_5 محاسبه می‌شود (جدول ۴). سپس با استفاده از رابطه (۴) ضریب اطمینان کل محاسبه می‌شود:

$$K = 3 \times 1.5 \times 1.6 \times 1.1 \times 1.1 = 8.71$$

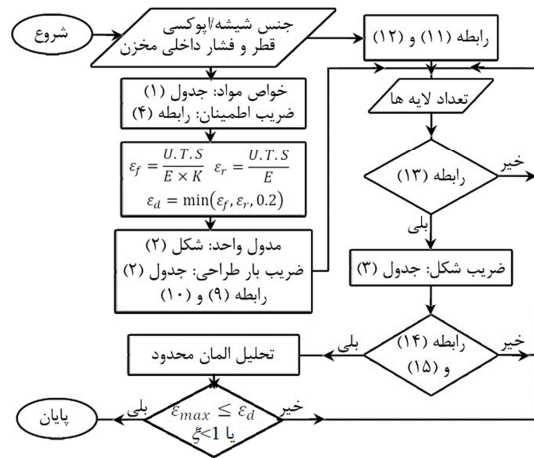
با در دست داشتن بار نهایی واحد (UTS) و مدول واحد (X) برای رزین و الیاف (جدول ۱) می‌توان کرنش نهایی را برای رزین و الیاف حساب نمود:

$$\epsilon_R = \frac{UTS}{X} = \frac{130}{4500} \times 100 = 2.89\%$$

کرنش شکست برای روش رشته‌پیچی:

$$\epsilon_F = \frac{UTS}{X \times K} = \frac{500}{8.71 \times 28000} \times 100 = 0.205\%$$

کمترین مقدار بین کرنش کامپوزیت، رزین و مقدار ۰.۲٪ به عنوان کرنش طراحی انتخاب می‌شود. لذا کرنش طراحی برابر با ۰.۲٪ در نظر گرفته می‌شود. بار اعمالی با داشتن فشار و قطر با استفاده از روابط (۱۱ و ۱۲) به صورت زیر است:



شکل ۳- الگوریتم طراحی بر اساس استاندارد BS4994

با استفاده از شکل ۲ و جدول ۲ و بکارگیری روابط (۹ و ۱۰)، رابطه (۱۳) برای زوایای مختلف در جداره استوانه‌ای بررسی می‌شود. لایه چینی‌های متعددی پاسخ گوی رابطه (۱۳) خواهد بود. نتیجه سعی و خطا به صورت تعداد لایه‌های ماریپیچی و حلقوی به ازای زوایای مختلف ماریپیچ، در جدول ۵ ارائه شده است. در استخراج این جدول گرفتن یک مقدار برای تعداد لایه‌های زاویه‌های مختلف با توجه به رابطه (۱۳) و توضیحات داده شده باید مقدار قسمت سمت چپ معادله بیشتر از قسمت سمت چپ شود، که با عددگذاری فراوان مقادیر جدول ۵ به دست آمده است. با توجه به شرایط الیاف پیچی در عدسی، استفاده از زاویه

آنها به نحوی تعیین شوند تا نامساوی بالا ارضاء شود. اگر مجموع جملات سمت چپ کمتر از بار اعمالی شود، باید تعداد لایه‌ها افزایش یابد یا ساختار لایه‌چینی دیگری در نظر گرفته شود و محاسبات آن قدر تکرار شود تا شرایط رضایت بخش حاصل گردد. اگر مجموع جملات سمت چپ با تفاوت چشم‌گیری از بار اعمالی تجاوز کند، تعداد لایه‌ها برای تحمل بار مخزن فراتر از مورد نیاز است.

۲-۵- طراحی عدسی

در حالت عمومی عدسی‌ها دارای اشکالی چون نیم کره، شبه‌بیضی و شبه‌کره می‌باشند. در تخمین تعداد لایه‌ها در طراحی عدسی، بجای رابطه (۱۳) از رابطه‌های (۱۴) و (۱۵) استفاده می‌شود:

$$Q = 0.5PDK_s \quad (14)$$

$$u_1 m_1 n_1 + u_2 m_2 n_2 + \dots + u_z m_z n_z \geq Q \quad (15)$$

که D قطر عدسی است. ضریب شکل (K_s) برای عدسی‌های مختلف از جدول ۳ قابل استخراج است. همانطور که مشخص است برای پیدا کردن ضریب شکل نیاز به داشتن نسبت ضخامت جداره به قطر (t/D) است که در انتهای طراحی تعیین خواهد شد. لذا برای به دست آوردن ضریب شکل باید از روش سعی و خطا بهره برد.

۲-۶- الگوریتم طراحی بر اساس بار واحد

معلومات مساله جهت شروع طراحی فشار عملکرد، هندسه مخزن و زوایای انتخاب شده‌ی الیاف است. زوایا بر اساس نیروهای اعمالی به مخزن، بهینه شدن وزن و شعاع نافی (سوارخی در قطب عدسی برای اتصال شیر) تعیین می‌شود. هرچه زاویه الیاف در الیاف‌پیچی ماریپیچی بزرگتر باشد، شعاع نافی در عدسی نیز بزرگتر می‌شود [۱۴]. جنس الیاف در استاندارد BS4994 شیشه می‌باشد. شکل ۳ الگوریتم طراحی بر اساس بار واحد را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در این مقاله ضخامت هر لایه کمتر از مقدار موجود در استاندارد BS4994 استفاده شده است، در الگوریتم طراحی شرط کمتر بودن مقدار کرنش از حد مجاز در تحلیل المان محدود گنجانده شده است.

۳- نتایج عددی طراحی مخزن به روش بار واحد

مشخصات هندسی مخزن CNG مورد طراحی بر اساس استاندارد ایزو ۱۱۴۳۹ به طول ۹۸۰ میلیمتر و قطر ۳۳۰ میلیمتر می‌باشد. فشار عملکرد مخزن ۲۰ مگاپاسکال، فشار تست ۳۰ مگاپاسکال و فشار ترکیدن ۴۷ مگاپاسکال می‌باشد. مبنای طراحی در استاندارد BS4994 فشار عملکرد است. با توجه به الگوریتم

مارپیچ بزرگ در جداره استوانه‌ای مستلزم شعاع نافی بزرگ در عدسی خواهد شد. علاوه بر این، تعداد لایه‌های مخزن در زوایای مارپیچ بزرگ عدد بزرگی است که باعث افزایش وزن و قیمت مخزن می‌شود. با توجه به آنچه گفته شد، در این مقاله زاویه $\pm 9^\circ$ درجه به عنوان زاویه مارپیچ در نظر گرفته می‌شود.

جدول ۳- ضریب شکل برای عدسی‌های مختلف [۱۲]

h_1/D_1	t/D_1	ضریب شکل (K_s)		
		شبه‌کروی		شبه‌بیضوی
		≤ 0.15 $0.1 \leq r_1/D_1$	≥ 0.15 r_1/D_1	
0.20	0.005	2.95	$\geq D_1$ تا تعریف R_1 نشده است	2.00
	0.01	2.85		2.10
	0.02	2.65		2.20
	0.04	2.35		2.25
	0.05	2.25		2.35
0.25	0.005	2.35	1.90	1.30
	0.01	2.25	1.80	1.35
	0.02	2.10	1.75	1.45
	0.04	1.85	1.70	1.45
	0.05	1.75	1.70	1.45
0.32	0.005	1.95	$0.15 \leq r_1/D_1 \leq 0.25$ 1.45	0.85
	0.01	1.85	1.45	0.95
	0.02	1.60	1.40	1.0
	0.04	1.40	1.35	1.05
	0.05	1.30	1.30	1.10
0.50	همه مقادیرها	0.6	0.6	0.6

جدول ۴- ضرایب به کار رفته در محاسبه ضریب اطمینان

K_1	1.5	مخزن به روش ماشینی رشته پیچی شده است
K_2	1.6	مخزن بدون پوشش ترموپلاستیکی است
K_3	1	درجه حرارت مخزن دمای محیط است
K_4	1.1	تنها سیکل کاری پر و خالی کردن مخزن است
K_5	1.1	مخزن بعد از ساخت کاملاً پخته شده است

$$Q_0 = 3300 \text{ N/mm}$$

$$Q_x = 1650 \text{ N/mm}$$

برای طراحی عدسی، ابتدا باید با استفاده از جدول ۳ ضریب شکل را به دست آورده و سپس با استفاده از روابط (۱۴) و (۱۵) تعداد لایه‌های مورد نیاز برای تحمل بارهای عدسی را محاسبه کرد. برای عدسی نیم‌کروی ضریب شکل برابر با ۰.۶ می‌باشد. ولی برای دیگر عدسی‌ها، پیدا کردن ضریب شکل نیازمند روش سعی و

خطاست. برای شروع سعی و خطا نیاز به حدس ضخامت اولیه می‌باشد. ضخامت به دست آمده از طراحی قسمت جداره استوانه‌ای، حدس اولیه مطلوبی می‌باشد. نتایج سعی و خطا و تعداد لایه‌های نهایی برای عدسی‌های مختلف در جدول ۶ ارائه شده است. با توجه به نتایج جدول نتیجه می‌شود، عدسی کروی با توجه به تعداد لایه‌ها و در نهایت ضخامت مناسب، طراحی بهینه‌تری نسبت به دیگر عدسی‌هاست.

جدول ۵- تعداد لایه‌های مارپیچ و حلقوی نسبت به زاویه بیاف مارپیچ

مجموع لایه‌ها	تعداد لایه حلقوی	تعداد لایه مارپیچ	u_ϕ	u_x	زاویه مارپیچ
۱۲۲	۶۰	۳۱	۰	۵۴.۸	۵
۱۲۴	۶۰	۳۲	۰	۵۲.۴	۹
۱۲۸	۶۰	۳۴	۰	۴۹.۶	۱۳
۱۳۰	۶۰	۳۵	۰	۴۷.۶	۱۵
۲۱۳	۵۳	۸۰	۴.۶	۱۹.۶	۲۰
۲۹۳	۴۹	۱۲۲	۴.۶	۱۲.۸	۳۰
۳۵۶	۴۶	۱۵۵	۵	۱۰	۳۶
۵۵۰	۳۲	۲۵۹	۶	۶	۴۵
۶۸۸	۰	۳۴۴	۹.۸	۴.۸	۵۵
۷۰۶	۰	۳۵۳	۱۶.۲	۴.۴	۶۵
۷۱۸	۰	۳۵۹	۱۹.۸	۴.۶	۷۰

جدول ۶- طراحی نهایی جداره و عدسی‌های مختلف در مخزن

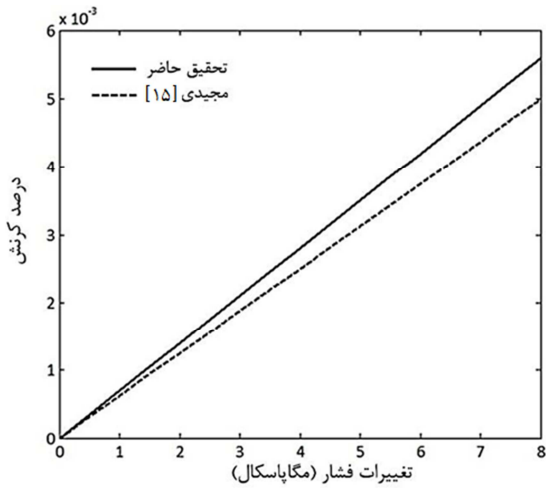
نوع عدسی	ضریب شکل نهایی	تعداد لایه مارپیچ	ضخامت قسمت استوانه‌ای (mm)	ضخامت قسمت عدسی (mm)
نیم‌کروی	0.6	38	27.2	15.2
شبه‌بیضوی	1.1	70	40	28
شبه‌کروی	1.3	82	44.8	32.8

در عمل نیز اغلب مخازن CNG ساخته شده مجهز به عدسی نیم‌کروی می‌باشند. لذا در ادامه بر روی مخزن با عدسی کروی، با تعداد لایه‌های ۳۸ لایه مارپیچ و ۶۰ لایه حلقوی بحث خواهد شد. لازم به یادآوری است، ضخامت هر لایه در طراحی فوق ۰.۲ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.

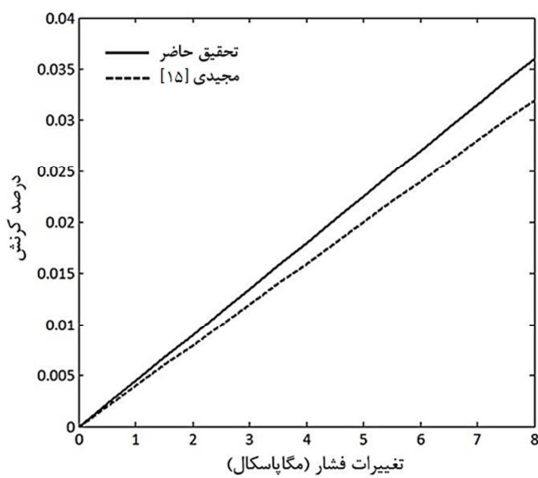
۴- تحلیل المان محدود

۴-۱- صحنه‌گذاری روش المان محدود

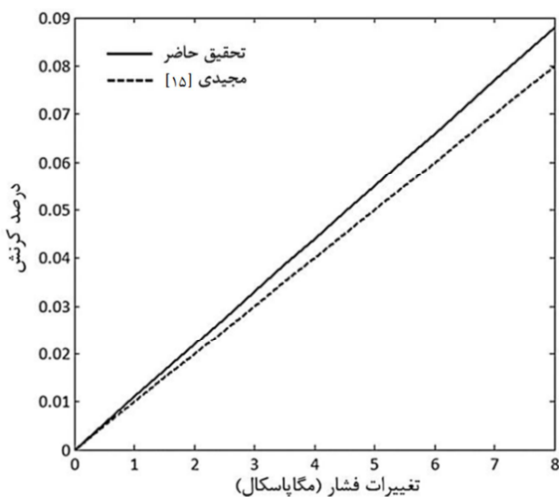
در این بخش، مخزن طراحی شده در بخش ۳ توسط نرم‌افزار ANSYS به روش المان محدود مورد بررسی قرار می‌گیرد. ابتدا جهت اطمینان از روند مدلسازی روش المان محدود، مخزن



شکل ۵- تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقطه ۱



شکل ۶- تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقطه ۲



شکل ۷- تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقطه ۳

ملاحظه می‌شود که خطای بین تحلیل صورت گرفته در این مقاله و مرجع [۱۵] کمتر از ۶ درصد می‌باشد و تطابق خوبی بین آنها برقرار است. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار خطا با افزایش تغییرات فشار افزایش یافته است، دلیل این امر خطی

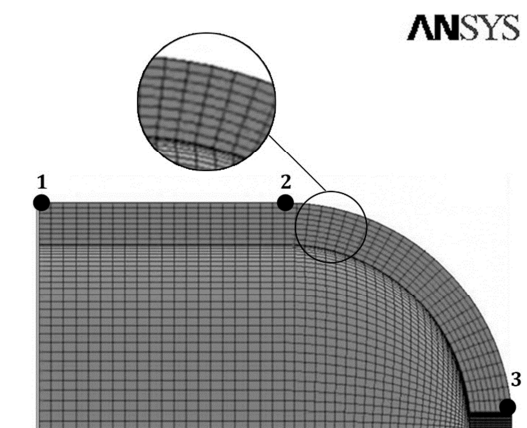
موجود در مرجع [۱۵] مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاصله صحه‌گذاری می‌گردد. جدول ۷ و ۸ به ترتیب ویژگی‌های هندسی و مکانیکی مخزن مرجع [۱۳] را نمایش می‌دهد. برای مقایسه و صحه‌گذاری نتایج المان محدود، نمودار تغییرات کرنش بر حسب فشار در نقاط ۱ تا ۳ (مطابق شکل ۴)، در شکل‌های ۵ تا ۷ ترسیم شده است.

جدول ۷- مشخصات مخزن طراحی شده در مرجع [۱۵]

۳۸۰ mm	قطر مخزن
۸۸۰ mm	طول مخزن
۴۲٫۲۵ mm	ضخامت قسمت عدسی
۲٫۲۵ mm	ضخامت قسمت استوانه-ای
$[\pm 54,7]_F$	چیدمان لایه‌ها
۰٫۶۵ mm	ضخامت هر لایه کامپوزیت
٪۷۵	درصد حجمی الیاف
۷۰ لیتر	حجم داخلی
۶۵ kg/m ²	جرم شیشه
۲/۵ MPa	فشار عملکرد

جدول ۸- ویژگی‌های مکانیکی مخزن طراحی شده در مرجع [۱۵]

$E_L(GPa)$	$E_T(GPa)$	$G_L(GPa)$	$G_T(GPa)$	ν_L	ν_T
۵۶٫۶۳	۱۵٫۲۲	۵٫۵	۵٫۵	۰٫۲۹	۰٫۳۸



شکل ۴- نقاط مورد نظر برای بررسی نمودار کرنش در مدل مرجع

[۱۵]

بودن تحلیل المان محدود می‌باشد، به گونه‌ای که با افزایش ورودی مسئله (اختلاف فشار) خطای مسئله نیز افزایش پیدا کرده است.

۴-۲- نتایج جدید تحلیل المان محدود

برای تحلیل المان محدود، با توجه به ضخامت قابل توجه مخزن از المان Solid46 استفاده شده است. مقدار ضخامت و زاویه لایه‌ها در هر المان با استفاده از قسمت ثابت حقیقی وارد شده است. به علت نوع زاویه‌بندی برای هر لایه، از مختصات محلی استوانه‌ای برای بخش استوانه‌ای و از مختصات محلی کروی برای بخش عدسی استفاده شده است. اتصال عدسی به استوانه جهت لایه‌بندی المان‌ها به صورت یکپارچه در نظر گرفته شده است و سپس لایه‌های محیطی به آن اضافه شده است. به علت تقارن‌های موجود در هندسه و بارگذاری و به جهت کاهش حجم محاسبات، مخزن به صورت یک هشتم مدل شده است. شرایط مرزی با توجه به شکل ۸ بدین شرح است که لبه ۱ در جهت z لبه ۲ در جهت x و لبه ۳ در جهت z مقید شده است. فشار داخلی نیز روی سطوح داخلی (سطح ۴ و ۵) وارد شده است. برای پیش‌بینی شکست در کامپوزیت‌ها، معیارهای شکست متفاوتی وجود دارد. در دو معیار حداکثر تنش و کرنش، اثر بر هم کنش میان مؤلفه‌های مختلف تنش و کرنش در نظر گرفته نشده است. در معیار سای-هیل نیز امکان در نظر گرفتن تفاوت میان مولفه‌های کششی و فشاری وجود ندارد. در معیار شکست سای-وو این دو مشکل بر طرف شده است. حالت سه بعدی معیار سای-وو به صورت زیر می‌باشد:

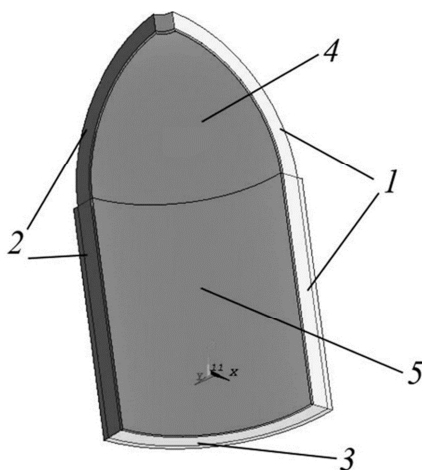
$$\xi_{3D} = A + B \quad (16)$$

که پارامترهای A و B به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$A = -\frac{(\sigma_x)^2}{\sigma_{xt}^f \sigma_{xc}^f} - \frac{(\sigma_y)^2}{\sigma_{yt}^f \sigma_{yc}^f} - \frac{(\sigma_z)^2}{\sigma_{zt}^f \sigma_{zc}^f} + \frac{(\sigma_{xy})^2}{(\sigma_{xy}^f)^2} + \frac{(\sigma_{yz})^2}{(\sigma_{yz}^f)^2} + \frac{(\sigma_{xz})^2}{(\sigma_{xz}^f)^2} + \frac{C_{xy} \sigma_x \sigma_y}{\sqrt{\sigma_{xt}^f \sigma_{xc}^f \sigma_{yt}^f \sigma_{yc}^f}} + \frac{C_{yz} \sigma_y \sigma_z}{\sqrt{\sigma_{yt}^f \sigma_{yc}^f \sigma_{zt}^f \sigma_{zc}^f}} + \frac{C_{xz} \sigma_x \sigma_z}{\sqrt{\sigma_{xt}^f \sigma_{xc}^f \sigma_{zt}^f \sigma_{zc}^f}} \quad (17)$$

$$B = \left[\frac{1}{\sigma_{xt}^f} + \frac{1}{\sigma_{xc}^f} \right] \sigma_x + \left[\frac{1}{\sigma_{yt}^f} + \frac{1}{\sigma_{yc}^f} \right] \sigma_y + \left[\frac{1}{\sigma_{zt}^f} + \frac{1}{\sigma_{zc}^f} \right] \sigma_z \quad (18)$$

ثوابت G_{ij} ضرایب کوپلینگ در تئوری سای-وو بوده و بیانگر برهم‌کنش همزمان بارگذاری دو محوره σ_i و σ_j بر خرابی کامپوزیت می‌باشد و برای تعیین آن باید تستهای دو محوره صورت گیرد. به دلیل پیچیدگی انجام تستهای دو محوره، تعیین این ضرایب بسیار مشکل است. لذا به صورت تقریبی مقدار آنها برابر ۱- در نظر گرفته می‌شود. [۱۶ و ۱۳]. مدول‌های الاستیک و ضرایب پواسون مورد نیاز در رابطه بالا با استفاده از روابط میکرومکانیک برای کامپوزیت شیشه/اپوکسی با کسر حجمی الیاف ۵۸٪ محاسبه شده است. استحکام‌های مورد نیاز از مراجع معتبر به دست آمده که در جدول ۹ لیست شده است. این تئوری در نرم‌افزار با ارائه کانتورهای عدد خرابی شکست را پیش‌بینی می‌کند به گونه‌ای که برای اعداد خرابی بالای یک این مخزن دچار تخریب می‌شود. این گونه می‌توان توضیح داد که با یک شدن عدد خرابی گویی ضریب اطمینان یک جواب داده است و با افزایش عدد خرابی از عدد یک ضریب اطمینان به کمتر یک نزول کرده است که به معنای تخریب مخزن می‌باشد.



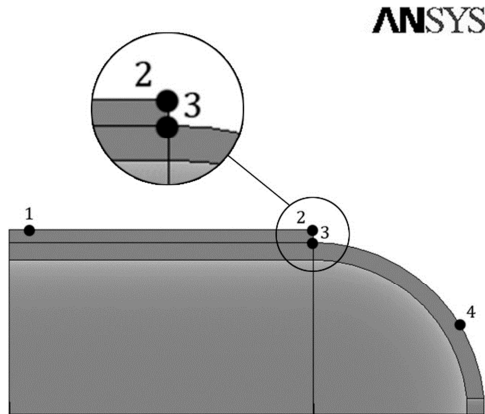
شکل ۸- راهنما جهت اعمال شرایط مرزی

جدول ۹- خواص مادی مورد استفاده در شبیه‌سازی عددی [۱۲]

مدول‌های الاستیسیته و ضرایب پواسون در راستاهای مختلف		استحکام‌ها در راستاهای مختلف	
$E_{xx} (GPa)$	۴۴٫۸۱	$\sigma_{xt}^f (MPa)$	۱۱۰۳
$E_{yy} (GPa)$	۹٫۸۸	$\sigma_{xc}^f (MPa)$	-۶۲۰
$E_{zz} (GPa)$	۹٫۸۸	$\sigma_{yt}^f (MPa)$	۹۶
$G_{xy} (GPa)$	۳٫۵۵	$\sigma_{yc}^f (MPa)$	-۶۲۰
$G_{xz} (GPa)$	۳٫۵۵	$\sigma_{zt}^f (MPa)$	۹۶
$G_{zy} (GPa)$	۳٫۵۵	$\sigma_{zc}^f (MPa)$	-۶۲۰
ν_{xy}	۰٫۳۱۳	$\sigma_{xy}^f (MPa)$	۸۳
ν_{yz}	۰٫۳۹۲	$\sigma_{xz}^f (MPa)$	۸۳
ν_{xz}	۰٫۳۱۳	$\sigma_{yz}^f (MPa)$	۸۳

المان Solid46 در تحلیل عددی، اثر تنش خمشی در معیارهای خرابی اعمال شده است.

جهت رفع این مشکل و تحمل تنشهای خمشی، تعداد لایه‌های مخزن را به صورت سعی و خطا افزایش داده تا طراحی مخزن از نظر معیار حداکثر کرنش و معیار سای-وو به مقادیر مجاز برسد (حداکثر کرنش مجاز ۰/۲٪ و عدد خرابی سای-وو برابر واحد). نتایج حاصل از سعی و خطای المان محدود در جدول ۱۰ خلاصه شده است.



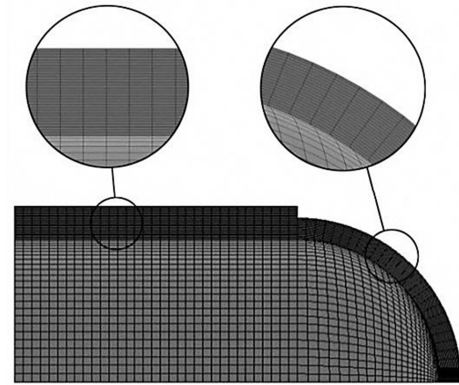
شکل ۱۱- نقاط حساس جهت ارائه نتایج

مطابق جدول ۱۰، مخزن با تعداد ۶۰ لایه مارپیچ ± 9 درجه و ۶۶ لایه حلقوی ۹۰ درجه از نظر معیار حداکثر کرنش و معیار سای-وو قابلیت تحمل فشار داخلی ۲۰ مگاپاسکال را داراست. به گونه‌ای که کرنش در بیشینه حالت و در بحرانی‌ترین نقطه عدد ۰/۱۹۸ که کمتر از ۰/۲ (مقدار بیشینه کرنش با توجه به استاندارد BS499 است).

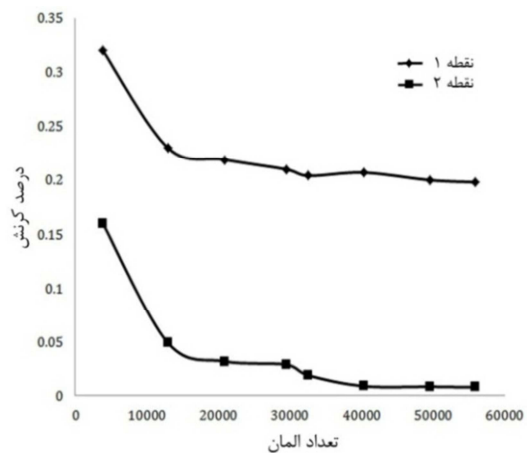
جدول ۱۰- مراحل سعی و خطا در تحلیل المان محدود

تعداد لایه‌ها	معیارهای شکست	نقطه ۱	نقطه ۲	نقطه ۳	نقطه ۴
مارپیچ ۳۸	حداکثر کرنش	۰/۲۹۷	۰/۰۱۲	۰/۲۹۷	۰/۱۷۶
حلقوی ۶۰	معیار سای-وو	۱/۱۲	۰/۵۶۳	۱/۵۱	۰/۷۳۱
مارپیچ ۴۸	بیشینه کرنش	۰/۲۵۷	۰/۰۱۱	۰/۲۶۲	۰/۱۴
حلقوی ۶۶	معیار سای-وو	۰/۷۶۱	۰/۲۱۶	۱/۳۱	۰/۶۸
مارپیچ ۵۶	بیشینه کرنش	۰/۲۲۱	۰/۰۱	۰/۲۲۱	۰/۱۱
حلقوی ۶۶	معیار سای-وو	۰/۷۴۵	۰/۱۹۷	۱/۱۷	۰/۵۶
مارپیچ ۶۰	بیشینه کرنش	۰/۱۹۸	۰/۰۰۸	۰/۱۹	۰/۰۹
حلقوی ۶۶	معیار سای-وو	۰/۷۲۳	۰/۱۴۵	۰/۹۸۱	۰/۴۹۵

مش بندی نهایی مخزن پس از بررسیهای همگرایی پاسخ، در شکل ۹ ارائه شده است. با توجه به این که المان Solid46 حساسیت زیادی به تعداد المان دارد، نمودار همگرایی مش برای این مخزن برای دو نطفه نمونه رسم شد و با توجه به همگرایی جوابها مش بندی در تعداد نهایی ۵۵۸۹۳ المان متوقف شد. شکل ۱۰ نمودار همگرایی مش را نمایش می‌دهد. هر المان شامل شش لایه می‌باشد که با توجه به تعداد کل المانها در جهت ضخامت، تعداد لایه‌های مورد نیاز در جداره و عدسی اعمال شده است.



شکل ۹- مش بندی جداره و عدسی در نرم افزار ANSYS

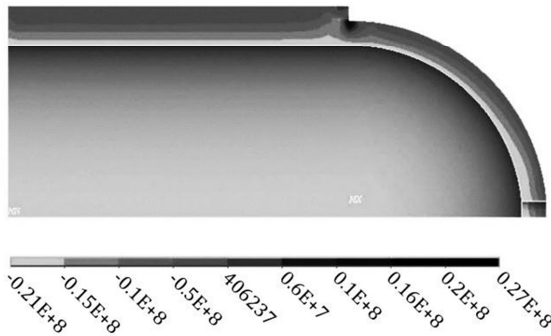


شکل ۱۰- نمودار همگرایی مش

۵- نتایج نهایی طراحی مخزن

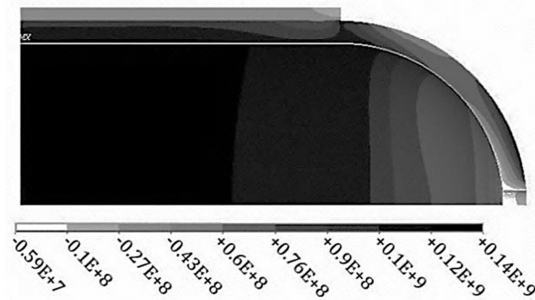
همانطور که در الگوریتم شکل ۳ مشخص است، آخرین بازخورد طراحی مربوط به تحلیل المان محدود می‌باشد. در اولین تحلیل عددی که از چیدمان لایه‌های به دست آمده از بخش ۳ استفاده گردید، مقادیر حداکثر کرنش و همچنین عدد خرابی سای-وو در نقاط مهم طراحی از مقادیر مجاز فراتر به دست آمد (شکل ۱۱). دلیل این امر آن است که روابط موجود در استاندارد BS4994 بر اساس روابط مخازن جدار نازک بوده و تنها اثر تنشهای غشایی در آن لحاظ گردیده است. لذا اثرات تنش خمشی و تمرکز تنش در آن لحاظ نشده است. ولی با توجه به انتخاب

ANSYS



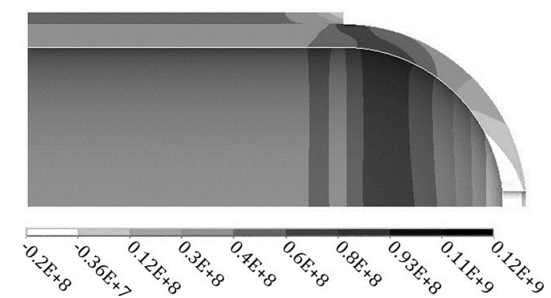
شکل ۱۲- توزیع تنش شعاعی

ANSYS



شکل ۱۳- توزیع تنش مماسی

ANSYS



شکل ۱۴- توزیع تنش طولی

جهت بررسی دقیق اثر فشار داخلی بر تخریب مخزن بر اساس معیار خرابی حداکثر کرنش، نمودار تغییرات کرنش نسبت به فشار برای نقاط ۱-۴ در شکل ۱۵ رسم شده است.

همچنین بر بحرانی‌ترین نقطه عدد خرابی سای-وو نیز کمتر از یک (۰/۹۸۱) می‌باشد. با توجه به سعی و خطای انجام شده با استفاده از نرم‌افزار ANSYS مخزن مورد نظر با مشخصات جدول ۱۱ مخزن مورد نظر طراحی ما برای کاربرد در مخزن سوخت خودرو برای فشار کاری ۲۰ مگاپاسکال می‌باشد. جدول ۱۲ مقایسه وزن مخازن تحت فشار کامپوزیتی را با مخازن فلزی را نمایش می‌دهد. مشخصات هندسی و حجم داخلی مخزن مقایسه شده در جدول ۱۲ برابر با مشخصات هندسی مخزن طراحی شده در مقاله حاضر است. همانطور که مشخص است ۲۱/۷ درصد از جرم مخزن کاهش یافته است که قابل پیش‌بینی نیز بود. در استفاده از الیاف کربن این درصد کاهش افزایش چشمگیری خواهد داشت.

در شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ به ترتیب توزیع تنش‌های شعاعی، مماسی و طولی در مخزن طراحی شده نشان شده است. مطابق این اشکال، توزیع تنش در نقطه ۳ (محل اتصال عدسی به جداره) و نقطه ۴ (محل ناف) نسبت به سایر نقاط بحرانی‌تر است. علت این امر، اثرات تمرکز تنش و اثر تنش خمشی می‌باشد. با دقت در توزیع تنش شعاعی و محیطی در جهت ضخامت، الگوی توزیع تنش مخازن جدار ضخیم در آنها مشاهده می‌شود.

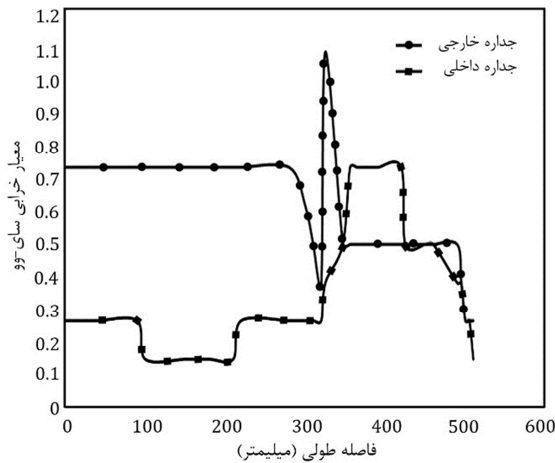
جدول ۱۱- مشخصات نهایی مخزن طراحی شده

۳۳۰ mm	قطر مخزن
۹۸۰ mm	طول مخزن
۳۳ mm	قطر ناف
۲۴ mm	ضخامت قسمت عدسی
۳۷,۲ mm	ضخامت قسمت استوانه‌ای
[±۹۶/۹۰۶۶]	چیدمان لایه‌ها
۰,۲ mm	ضخامت هر لایه کامپوزیت
٪۵۸	درصد حجمی الیاف
۷۰ لیتر	حجم داخلی

جدول ۱۲- مقایسه جرم مخزن کامپوزیتی طراحی شده

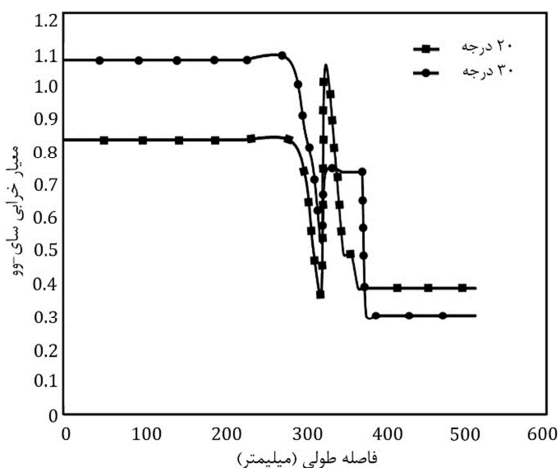
با مخزن فلزی موجود در خودروی سواری (۷۰ لیتر)

۷۵,۱۶ kg	جرم مخزن در مقاله حاضر
۹۶ kg	جرم مخزن فلزی در خودرو
۲۰,۸۴ kg	تفاوت وزن
٪ ۲۱,۷	درصد کاهش وزن مخزن کامپوزیتی نسبت به حالت مخزن تمام فلزی

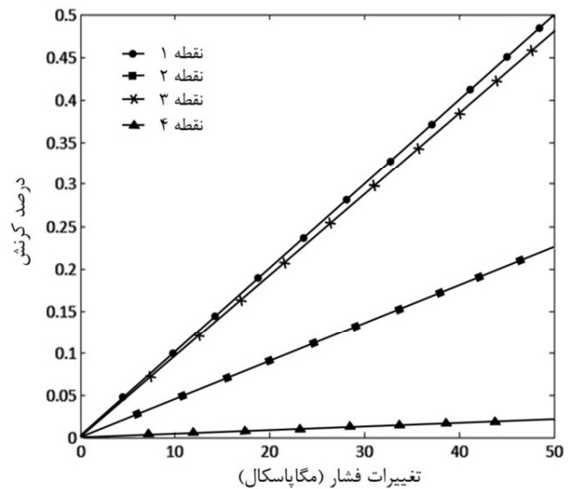


شکل ۱۶- تغییرات عدد خرابی سای-وو در راستای طولی در دو جداره داخلی و خارجی مخزن

برای بررسی اثر تغییر زاویه لایه مارپیچ در عدد خرابی، نمودار تغییرات عدد خرابی نسبت به تغییرات زاویه برای ۴ زاویه مختلف در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ رسم شده است (تعداد لایه‌ها ثابت است). لذا کم بودن تعداد لایه‌ها در زاویه بزرگ الیاف، باعث بحرانی شدن عدد خرابی معیار سای-وو می‌شود. این موضوع را این‌گونه می‌توان توجیح کرد که با توجه به جدول ۵، طراحی مخازن در زوایای بزرگ نیازمند تعداد لایه‌های بیشتر می‌باشد. همانطور که در جدول ۵ مشخص است تا زاویه ۱۵ درجه تعداد لایه‌ها تا ۱۳۰ لایه افزایش می‌یابد و از زاویه ۲۰ تا ۷۰ درجه از مجموع ۱۳۰ لایه به ۷۱۸ لایه افزایش پیدا کرده است که جمله "کم بودن تعداد لایه‌ها در زاویه بزرگ الیاف، باعث بحرانی شدن عدد خرابی معیار سای-وو می‌شود" را تصدیق می‌کند.



شکل ۱۷- تغییرات عدد خرابی نسبت به تغییرات زاویه برای مقایسه زاویه ۲۰ با ۳۰ درجه

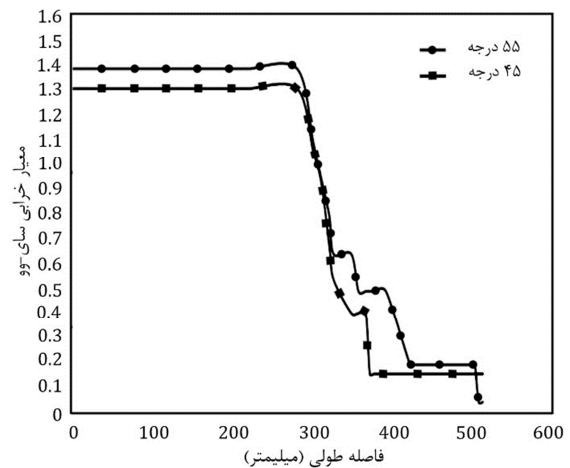


شکل ۱۵- تغییرات کرنش به تغییرات فشار

همانطور که پیش‌تر گفته شد، کرنش بیشینه نباید از کرنش مجاز ارائه شده توسط استاندارد (۰٫۲ درصد) بیشتر شود. مطابق شکل، نقطه ۱ به دلیل شکم دادن وسط قسمت استوانه‌ای دارای سطح کرنش بالایی است. نقطه ۳ دومین نقطه از لحاظ سطح کرنش می‌باشد که به دلیل اثرات تمرکز تنش و تنش خمشی در اتصال قسمت استوانه‌ای به قسمت عدسی می‌باشد. لازم به ذکر است که در ساخت این نوع مخازن این نوع پله بدین صورت که در شکل ۱۱ دیده می‌شود نیست و لایه بندی به گونه ایست که لایه‌های محیطی به تدریج به مخزن اضافه شده است تا اثرات تمرکز تنش در این نقطه کم شود. لازم به ذکر است که با این کار و یا حتی فیلت زدن این قسمت باز هم یکی از نقاط بحرانی مسئله می‌باشد، چرا که اثرات تنش‌های خمشی در این بخش تأثیر بسزایی در بحرانی کردن نقطه ۳ ایفا می‌کند. این نکته مهم را می‌توان در مخزن طراحی شده در مرجع [۱۵] نیز مشاهده کرد که با وجود عدم وجود پله در قسمت اتصال عدسی به قسمت استوانه‌ای باز هم نقطه فوق سطح کرنش بالایی دارد. همچنین نقطه ۴ در نزدیکی نافی، به دلیل تماس با نافی و اثرات تمرکز تنش دارای سطح کرنش بالایی است. اما نسبت به دو نقطه ۱ و ۳ سطح کرنش کمتری دارد.

در شکل ۱۶ تغییرات عدد خرابی سای-وو در راستای طولی در دو جداره داخلی و خارجی مخزن نمایش داده شده است. همانطور که انتظار می‌رود، بحرانی‌ترین قسمت از نظر این معیار، محل اتصال قسمت استوانه‌ای به عدسی است. همچنین، جداره خارجی به دلیل کشیدگی زیاد الیاف بحرانی تر از جداره داخلی است.

- معیار ساوی-وو در کنار معیار حداکثر کرنش می‌تواند بخوبی برای بررسی خرابی مخزن در تحلیل المان محدود بکار گرفته شود.
- مخزن تحت فشار کاملاً کامپوزیتی نسبت به مشابه فلزی در حدود ۲۰٪ سبک‌تر است.
- احتمال رویداد خرابی طبق معیار ساوی-وو در جداره خارجی مخزن بیشتر است.
- استفاده از زوایای مارپیچ بزرگ نیازمند بکارگیری تعداد لایه بیشتر و وزن بیشتر در مخزن می‌شود.



شکل ۱۸ نمودار تغییرات عدد خرابی نسبت به تغییرات زاویه برای مقایسه زاویه ۴۵ با ۵۵ درجه

نمادها

- F_{ϕ} ضریب جانبی
- F_x ضریب طولی
- K_1 ضریب مربوط به روش تولید
- K_2 ضریب مربوط به رفتار بلند مدت
- K_3 ضریب مربوط به دما
- K_4 ضریب مربوط به بارگذاری دوره‌ای
- K_5 ضریب مربوط به بهبودسازی
- K ضریب اطمینان طراحی
- U_z بار واحد طراحی
- U_L بار واحد مجاز (تنش نهایی که به k تقسیم می‌شود)
- U_S بار واحد مجاز (مدول واحد ضرب شده در کرنش مجاز)
- X_{ϕ} مدول واحد در جهت جانبی
- X_x مدول واحد در جهت طولی
- X_z مدول واحد در لایه‌هایی از جنس Z
- ϵ_L کرنش تحت بارگذاری بار واحد U_L
- ϵ بیشترین کرنش مجاز
- ϵ_d حداقل کرنش که به وسیله بارگذاری‌های مجاز و خواص رزین‌ها به دست آمده است.
- ϵ_R کرنش شکست رزین تقویت‌شده
- θ زاویه محورهای طولی با تارهای پیچیده شده
- K_1 ضریب مربوط به روش تولید
- K_2 ضریب شیمیایی محیط
- K_3 ضریب مربوط به دما
- K_4 ضریب مربوط به بارگذاری دوره‌ای
- K_5 ضریب مربوط به بهبودسازی
- m_z جرم تقویت کننده بر واحد سطح در یک لایه از نوع Z
- n_z تعداد لایه‌های نوع Z (شامل دو لایه $\pm\theta$ در رشته پیچی)

۶- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، طراحی مخزن کامپوزیتی نوع چهارم به منظور کاربرد در مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی خودرو مورد بررسی قرار گرفت. ابعاد و فشارکاری مخازن ذخیره سازی گاز طبیعی مورد بررسی مطابق با استاندارد IS11439 می‌باشد. برای طراحی از روش بار واحد مطابق استاندارد BS4994 استفاده گردید. مخزن کامپوزیتی از جنس شیشه/اپوکسی با کسر حجمی ۵۸٪ و به روش الیاف پیچی تولید می‌شود. هدف از طراحی مخزن تعیین ضخامت، تعداد لایه‌ها و زوایای الیاف مورد نیاز در قسمت جداره استوانه‌ای و عدسی می‌باشد.

بعد از طراحی اولیه مخزن، طرح به دست آمده توسط نرم‌افزار ANSYS به روش اجزای محدود مورد بررسی قرار گرفته و تخریب آن طبق دو معیار حداکثر کرنش و معیار ساوی-وو در فشارهای مختلف تحلیل گردید. ملاحظه گردید که طرح اولیه به دست آمده از استاندارد BS4994 به دلیل در نظر نگرفتن اثرات تمرکز تنش و تنش خمشی، نیازمند بازنگری می‌باشد. اصلاح طراحی مخزن توسط افزایش تعداد لایه‌ها به روش سعی و خطا در تحلیل المان محدود صورت پذیرفت. نهایتاً، چیدمان لایه‌های کامپوزیتی $[\pm 90^{\circ}/90^{\circ}]_s$ پاسخگوی طراحی مخزن ذخیره سازی گاز طبیعی تحت فشار کاری ۲۰ مگاپاسکال با عمر خستگی ۱۰۰۰ سیکل می‌باشد.

اهم نتایج حاصله در کار حاضر به قرار زیر است:

- مخزن طراحی شده توسط روابط استاندارد BS4994 حتماً باید از نظر کنترل تنش‌های خمشی در محل اتصال عدسی به پوسته استوانه‌ای مجدداً مورد بررسی قرار گیرد.
- تنش‌های خمشی اضافی در نقاط اتصال عدسی به پوسته را می‌توان با اضافه کردن چند لایه مارپیچ به مخزن تحمل نمود.

Composite CNG Cylinders", *Procedia Materials Science* 10, pp. 507 – 512, 2015.

[12] "Design and construction of vessels and tanks in reinforced plastics", *British Standard 4994 (BS4994)*, 2002.

[13] Mallick P. K., "Fiber Reinforced Composites, Materials, Manufacturing, and Design", Marcel Dekker INC. , NY and Basel, 1988.

[14] Vasiliev V. V., "Composite pressure vessel: design, analysis and manufacturing", Bull Ridge Publishing, 2009.

[۱۵] خوشروان محمدرضا، مجیدی جیرندهی علی اکبر، "تحلیل عددی مخازن تخت فشار کامپوزیتی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه تبریز، ۱۳۸۷.

[۱۶] جاهد مطلق حمید رضا، نوبان محمد رضا، اشرفی محمد الدین " اجزای محدود ANSYS" انتشارات دانشگاه تهران، ۱۳۸۴.

[17]"Rules for construction of pressure vessels", Section VIII, Division 1, ASME boiler and pressure vessel code, the American Society of Mechanical Engineers, New York, 2002.

[18] "Gas cylinders-High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles", ISO 11439, 2013.

Q بیشینه بار واحد اعمالی که توسط لایه ها تحمل می شود

سپاسگزاری

با تشکر ویژه از آقای مهندس علی اکبر مجیدی و آقای مهندس حامد محمود سلطانی که با راهنمایی‌شان در بخش شبیه‌سازی عددی مقاله، یاریمان نمودند.

مراجع

[1] Lung C., "A structural health monitoring system for composite pressure vessel", PhD Thesis, the Department of Mechanical Engineering of University of Saskatchewan, 2005.

[2] Önder A., "First Failure Pressure of Composite Pressure Vessels, PhD Thesis", The Dokuz Eylül University, 2007.

[3] Zhang Q., Wang Z. W., Tang C. Y., Hu D.P., Liu P. Q., Xai L. Z. , "Analytical solution of the thermo-mechanical stresses in a multilayered composite pressure vessel considering the influence of the closed ends", *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 98 , pp. 102-110, 2012.

[4] Önder A., Sayman O., Dogan T., Tarakcioglu N., "Burst failure load of composite pressure vessels", *Composite Structures* 89, pp. 159-166, 2008.

[5] Son D., Chang S., "Evaluation of modeling techniques for a type III hydrogen pressure vessel (70 MPa) made of an aluminum liner and a thick carbon/epoxy composite for fuel cell vehicles", *International Journal of Hydrogen Energy* 37, pp. 2353-2369, 2012.

[6] Hocine A., Chapelle D., Boubakar M. L., Benamar A., Bezazi A., "Experimental and analytical investigation of the cylindrical part of a metallic vessel reinforced by filament winding while submitted to internal pressure", *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 86, pp. 649–655, 2009.

[7] Kabir M. Z., "Finite element analysis of composite pressure vessels with a load sharing metallic liner", *Composite Structures* 49, pp. 247-255, 2000.

[8] Sakata Y., Zako M., Kurashiki T., Nakai H., Nishibu Sh., Sugahara M., "A numerical reliability design method of winding vessels based on damage mechanics", 16th International Conference on Composite Materials, 2007.

[9] Liu P. F., Chu J. K., Houa S. J., Xu P., Zheng J. Y., "Numerical simulation and optimal design for composite high-pressure hydrogen storage", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, pp. 1817– 1827, 2012.

[10] Kim E. S., Choi S. K., "Risk analysis of CNG composite pressure vessel via computer-aided method and fractography", *Engineering Failure Analysis* 27, pp. 84–98, 2013.

[11] Nirbhaya M., Juneja S., Dixit A., Misra R. K., Satpal Sharma, "Finite Element Analysis of All