نشریه علمی- پژوهشی مهندسی هوانوردی
سال بیست و هشتم، شماره اول، بهار و تابستان 1405

تحلیل استحکام لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده و لوله‌های فولادی الیاف پیچیده اتوفرتاژ شده در لوله‌های هوافضایی

محمدکاظم خدامرادی[*1]، عنایت اله حسینیان[2]

1- دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک الشتر، تهران، ایران

2- استادیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

(دریافت مقاله: 1403/09/12 تاریخ پذیرش: 1403/10/27)

چکیده

در صنعت و فناوری‌های پیشرفته، روش اتوفرتاژ به‌عنوان یک تکنیک مؤثر برای افزایش استحکام و بهبود عمر خستگی لوله‌ها و مخازن تحت‌فشار داخلی شناخته می‌شود. این روش با ایجاد تنش‌های پسماند فشاری در داخل لوله‌ها، عملکرد آن‌ها را به‌طور قابل‌توجهی بهبود می‌بخشد. به دلیل نیاز به کاهش وزن در تجهیزات هوافضایی، استفاده از لوله‌های الیاف پیچیده به‌عنوان یک راهکار نوآورانه نیز مورد توجه قرارگرفته است. هدف این تحقیق، بررسی و تحلیل تلفیق روش اتوفرتاژ و الیاف پیچیده برای افزایش استحکام لوله‌های فولادی تحت‌فشار داخلی است. در این راستا، ابتدا معادلات مربوط به لوله‌های فولادی استخراج و سپس معادلات مربوط به ساختارهای چندلایه کامپوزیتی نیز به‌دست آمده‌اند. این معادلات با استفاده از یک الگوریتم خاص تلفیق شده‌اند. نوآوری این روش در ترکیب اتوفرتاژ و الیاف پیچیده نهفته است. نتایج تحقیق نشان می‌دهند که زوایای الیاف در محدوده 45 تا 55 درجه، زوایای بهینه‌ای برای الیاف پیچیده هستند. همچنین، در شرایط یکسان فشار، لوله‌های الیاف پیچ اتوفرتاژ شده از نظر استحکام نسبت به لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده بدون الیاف، برتری قابل‌توجهی دارند. بررسی‌ها همچنین نشان می‌دهند که بورن اپوکسی به‌عنوان گزینه‌ای مناسب‌تر نسبت به کربن اپوکسی در الیاف پیچیده شناخته می‌شود. درنهایت، انتخاب بین لوله‌های اتوفرتاژ شده و لوله‌های ترکیبی باید بر اساس سه عامل کلیدی شامل کاهش وزن، افزایش تنش‌های پسماند فشاری درون لوله و کاهش تنش‌های پسماند کششی در خارج از آن توسط طراحان انجام شود. این نتایج می‌توانند به بهینه‌سازی طراحی سازه‌های هوافضایی و صنایع مرتبط کمک شایانی نمایند.

واژه‌های کلیدی: *تنش پسماند، اتوفرتاژ، الیاف پیچی*

Analysis of the Strength of Autofrettaged Steel Pipes and Autofrettaged Composite Fiber-Reinforced Steel Pipes in Aerospace Structures

Mohamad Kazem Khodamoradi, Enayatollah Hosseinian

Abstract

In industry and advanced technologies, the autofertigation method is recognized as an effective technique for increasing the strength and improving the fatigue life of pipes and vessels under internal pressure. This method significantly enhances their performance by generating residual compressive stresses inside the pipes. Due to the necessity of reducing weight in aerospace equipment, the use of complex fiber pipes has also been considered an innovative solution.The aim of this research is to investigate and analyze the combination of the autofertigation method and complex fibers to increase the strength of steel pipes under internal pressure. Initially, the equations related to steel pipes were extracted, followed by the derivation of equations pertaining to composite multilayer structures. These equations were then combined using a specialized algorithm. The innovation of this method lies in the integration of autofertigation and complex fibers. The research findings indicate that fiber angles in the range of 45 to 55 degrees are optimal for complex fibers. Furthermore, under identical pressure conditions, Autofrettaged fiber spiral tubes exhibit a significant advantage in terms of strength compared to Autofrettaged steel tubes without fibers. Additionally, studies reveal that boron epoxy is identified as a more suitable option than carbon epoxy in complex fibers. Ultimately, the decision between Autofrettaged tubes and composite tubes should be made by designers based on three key factors: weight reduction, increased compressive residual stresses within the tube, and decreased tensile residual stresses externally. These results can greatly assist in optimizing the design of aerospace structures and related industries.

Key words: *Autofrettage, Filament Winding, Residual stresses*

* نویسنده پاسخگو:محمدکاظم خدامرادی تلفن: 09120330886، پست الکترونیک: khodamorady.kazem@yahoo.com

این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس از آدرس https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمایید.

مقدمه

در دنیای امروز، با پیشرفت‌های سریع در صنعت و فناوری، نیاز به مواد و ساختارهای با عملکرد بالا و قابل اعتماد بیش از پیش احساس می‌شود. لوله‌ها و مخازن تحت‌فشار داخلی از جمله اجزای حیاتی در بسیاری از صنایع، از جمله نفت و گاز، پتروشیمی، و صنایع ساختمانی هستند. به همین دلیل، افزایش استحکام و بهبود عمر خستگی این اجزا به یکی از چالش‌های مهم مهندسی تبدیل شده است [1].

روش اتوفرتاژ به‌عنوان یک تکنیک مؤثر در افزایش استحکام و دوام لوله‌ها و مخازن تحت‌فشار شناخته می‌شود. این فرآیند با ایجاد تنش‌های پسماند فشاری مفید در ساختار لوله‌ها، مقاومت آن‌ها را در برابر بارهای داخلی افزایش می‌دهد[2]. این تکنیک به‌ویژه برای سازه‌های هوافضا که تحت‌فشار داخلی قرار دارند، ارزشمند است. سیریمانا[1] و همکارانش [3] بررسی روش‌های ترمیم لوله‌های فولادی خورده شده با استفاده از سیستم‌های تعمیر الیاف پیچی پرداختند. این روش به دلیل نسبت بالای استحکام به وزن و مقاومت در برابر خوردگی، گزینه‌ای اقتصادی و مؤثر برای افزایش ظرفیت باربری و عمر مفید لوله‌ها است. تحلیل‌های عددی و تجربی نشان داد که این سیستم‌ها می‌توانند به طور قابل‌توجهی عملکرد لوله‌ها را بهبود داد. راموس[2] و همکارانش [4] در مطالعه خود به توسعه یک روش تحلیلی برای پیش‌بینی رفتار خستگی کامپوزیت‌های تقویت‌شده با الیاف با فیبر پرداختند و یک مدل عددی برای تحلیل شکست تحت بارگذاری فشار داخلی نیز ارائه دادند. هدف این تحقیق ارزیابی شرایط شکست در مخازن و لوله‌های تحت‌فشار برای اطمینان از ایمنی و عملکرد سازه‌ها بود. بااین‌حال، در کنار استحکام، کاهش وزن نیز به‌عنوان یک عامل کلیدی در طراحی و ساخت لوله‌ها و مخازن مطرح است. در این راستا، استفاده از لوله‌های الیاف پیچیده شده به‌عنوان یک راهکار نوآورانه، به‌طور فزاینده‌ای مورد توجه قرارگرفته است. این لوله‌ها با ترکیب ویژگی‌های الیاف و فولاد، می‌توانند به‌طور قابل‌توجهی وزن را کاهش دهند و درعین‌حال استحکام و مقاومت را حفظ کنند. فرایندهای اتوفرتاژ به مهندسان این امکان را می‌دهند که ضخامت سیلندرها یا اجزای دیواره ضخیم را در کاربردهای با فشار بالا کاهش دهند بدون اینکه از استحکام، عمر یا ایمنی آن‌ها کاسته شود. بااین‌حال، در طول فرایند اتوفرتاژ، تنش‌های باقیمانده به دلیل تغییر شکل پلاستیکی ایجاد می‌شوند. رفتار پیچیده مواد لوله تحت تأثیر اثر باشینگر قرار دارد. درک بهتر و پیش‌بینی دقیق میدان تنش‌های باقیمانده حیاتی است که این امر به استراتژی‌های طراحی لوله‌کشی بهتر برای کاهش تغییر شکل و تنش‌ها در شرایط عملیاتی کمک خواهد کرد. ژانگ[3] و همکارانش [5] تحلیل تنش‌های باقیمانده ناشی از اتوفرتاژ مجدد هیدرولیکی یک لوله دیواره ضخیم با استفاده از مدل‌سازی کامپیوتری و نمایش دقیق ویژگی‌های ماده پرداختند. نتایج نشان می‌دهند که درک صحیح رفتار مواد برای پیش‌بینی دقیق‌تر تنش‌های پسماند ضروری است.

تاریخچه تکنولوژی فشار بالا به قرن 14 میلادی می‌رسد در آن دوران یک مخترع آلمانی به نام برنولد شوارتر، اولین لوله تفنگ را اختراع کرد. برای قرون متوالی از تکنولوژی فشار بالا فقط در لوله‌های تفنگ و توپ‌های سنگین و نیمه سنگین استفاده می‌شد [6]. اتوفرتاژ فرآیندی است که طی آن تنش‌های پسماند مفیدی در لوله‌ها و مخازن تحت‌فشار ایجاد می‌شود و در نتیجه ظرفیت بارپذیری و مقاومت در مقابل رشد ترک‌های داخلی افزایش می‌یابد[7]. اتوفرتاژ لوله‌ها در سال 1930 توسط یک افسر فرانسوی پیشنهاد شد و پس از آن در ساخت لوله‌های جدار ضخیم کاربرد فراوانی یافت [8]. حل الاستیک لوله‌های جدار ضخیم تحت‌فشار داخلی برای اولین بار در سال 1852 توسط لام[4] [9] ارائه شد. همچنین برای اولین بار حل پلاستیک این لوله‌ها که بر اساس رفتار الاستیک- کاملا پلاستیک، معیار تسلیم ترسکا و قانون سیلان مرتبط است توسط ترنر[5] [10] در سال 10 بدست آمده است. روش خواص ماده متغیر(VMP) که توسط جاهد و همکاران [11] ارائه شده است به دلیل قابلیت انعطاف زیاد در پذیرش مدل‌های مختلف رفتار ماده در بارگذاری و باربرداری (اثر باشینگر و رفتار غیرخطی پس از نقطه باشینگر)، معیارهای تسلیم، تراکم‌پذیری و یا تراکم ناپذیری و سعی محاسباتی بهتر نسبت به روش اجزا محدود، مورد توجه بسیاری از محققان واقع شده است [12]. پارکر که او را می‌توان یکی از بزرگترین محققان حال حاضر دنیا در زمینه اتوفرتاژ لوله‌های جدار ضخیم دانست، بیشترین تحلیل‌ها را با استفاده از روش VMP انجام داده است [13]. وی بر اساس این روش کدی کامپیوتری بنام برنامه هنکی[6] [14] فراهم آورده است. فرهی و همکارانش [15] به تحلیل تنش‌های باقی‌مانده در

[1] Sirimanna
[2] Ramos

[3] Zhong
[4] Lame
[5] Terner
[6] Henci

لوله‌های دیواره ضخیم اتوفرتاژ مجدد شده می‌پردازد. با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی و مدل‌های رفتاری مواد، نتایج نشان می‌دهند که فرآیند اتوفرتاژ مجدد می‌تواند توزیع تنش‌های باقی‌مانده را بهبود بخشد، به ویژه زمانی که از روش‌های حرارتی مناسب استفاده شود. این تحقیق به درک بهتر از تأثیر اتوفرتاژ مجدد بر روی عمر خستگی و عملکرد مکانیکی لوله‌ها کمک می‌کند. سان[1] و همکارانش [16] در مقاله‌ی خود از روشی برای محاسبه فشار بهینه‌ی اتوفرتاژ برای سیلندرهای جدار ضخیم با استفاده از معیار تسلیم فون میسز و در نظر گرفتن اثر باشینگر پیشنهاد دادند. توزیع تنش داخلی تحت بار کاری از طریق شبیه‌سازی به‌دست‌آمده است که نشان می‌دهد اتوفرتاژ تأثیر قابل‌توجهی در افزایش ظرفیت باربری سیلندر دارد. نتایج نشان می‌دهند که تعیین فشار بهینه‌ی اتوفرتاژ می‌تواند حداکثر ظرفیت باربری سیلندر را بهینه کند. فاروق و همکارانش[17] به بررسی افزایش سرعت چرخش دیسک‌های توخالی چرخان در حین کار با استفاده از روش جدید اتوفرتاژ چرخشی می‌پردازد. دیسک‌های چرخان بخش کلیدی ماشین‌های توربینی هستند و در سرعت‌های بالا تحت تنش‌های کششی زیادی قرار می‌گیرند که احتمال ترک‌خوردگی داخلی را افزایش می‌دهد. هدف این مطالعه افزایش ظرفیت باربری چرخشی دیسک‌ها با استفاده از اتوفرتاژ چرخشی، جلوگیری از تسلیم و کاهش آسیب‌پذیری در برابر ترک‌خوردگی است. نتایج نشان می‌دهد که برای دیسک‌هایی با نسبت شعاع $\mathbf{r}_2/\mathbf{r}_1 \geq 3.501$ ، اتوفرتاژ چرخشی می‌تواند حداکثر سرعت چرخش مجاز را تا 41/42 درصد افزایش دهد. همچنین، استفاده از مواد با تنش تسلیم پایین‌تر می‌تواند عمر خستگی دیسک را افزایش دهد. ژانگ و همکارانش [18] به بررسی کمانش محلی لایه داخلی سیلندرهای کامپوزیتی تحت‌فشار با لایه فلزی پرداختند،که در پروازهای فضایی به دلیل استحکام بالا و وزن کم مورد استفاده قرار می‌گیرند. پس از فرآیند اتوفرتاژ، تغییر شکل پلاستیک لایه فلزی توسط لایه‌های پیچیده کامپوزیتی محدود می‌شود و فرورفتگی‌هایی در لایه فلزی ایجاد می‌کند که منجر به کمانش محلی می‌گردد. برای پیش‌بینی این کمانش، یک روش تجزیه و تحلیل محلی توسعه داده شده است. از روش المان محدود برای محاسبه توزیع تنش در مخزن فشار قبل و بعد از اتوفرتاژ استفاده شده و تأثیر فرورفتگی‌ها بر کمانش ارزیابی می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که ضخامت لایه داخلی بیشترین تأثیر را بر کمانش دارد، درحالی‌که طول بخش مستقیم و شعاع لایه داخلی در رتبه‌های بعدی قرار دارند و فشار اتوفرتاژ کمترین تأثیر را دارد.

در سالیان اخیر برای افزایش بیشتر استحکام لوله‌ها، تحقیقاتی در زمینه استفاده ترکیبی که در لوله‌ها هم الیاف پیچی و هم عملیات اتوفرتاژ با هم صورت گیرد. هدف اصلی این پژوهش نیز معطوف به تحلیل لوله‌های الیاف پیچ شده تحت عملیات اتوفرتاژ و همچنین نتایج لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده با نتایج لوله‌های فولادی الیاف‌پیچ- اتوفرتاژ شده با هم مقایسه شده‌اند. این تحقیق به بررسی ادغام دو روش اتوفرتاژ و استفاده از الیاف پیچیده شده می‌پردازد. هدف این مطالعه، تحلیل لوله‌های کامپوزیتی اتوفرتاژ شده و مقایسه آن‌ها با لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده است تا درک بهتری از تأثیر زوایای الیاف و نوع مواد کامپوزیتی بر استحکام و عملکرد این لوله‌ها به‌دست آید. نتایج این تحقیق می‌تواند به طراحان و مهندسان کمک کند تا تصمیمات بهتری در انتخاب مواد و روش‌های ساخت لوله‌ها و مخازن تحت‌فشار اتخاذ نمایند و درنهایت به بهبود عملکرد و ایمنی در صنایع مختلف منجر شود.

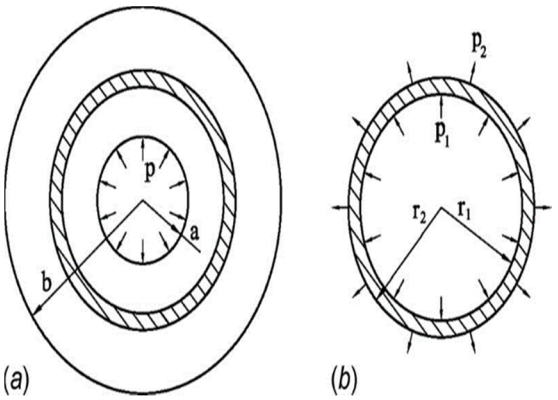
نوآوری این پژوهش در ترکیب دو نوع لوله، یعنی لوله فولادی و لوله کامپوزیتی، نهفته است. این مطالعه به‌طور خاص به تحلیل تنش‌ها فشاری در سطح داخلی لوله اثر مثبت در جلوگیری از رشد ترک و تنش‌ها کششی در سطح خارجی لوله اثر منفی در جلوگیری از رشد ترک در لوله‌های تحت‌فشارداخلی می‌پردازد و اثرات الیاف پیچیده شده بر تنش‌های فشاری سطح داخلی لوله اتوفرتاژ شده و تنش‌های کششی سطح خارجی لوله اتوفرتاژ شده را مورد بررسی قرار می‌دهد. درحالی‌که بسیاری از مطالعات قبلی به‌طور جداگانه به لوله‌های فولادی یا کامپوزیتی پرداخته‌اند، این پژوهش با ادغام این دو رویکرد، به بررسی تعاملات و مزایای بالقوه آن‌ها در شرایط فشار داخلی می‌پردازد. این رویکرد نوآورانه می‌تواند به بهبود عملکرد و افزایش عمر خستگی لوله‌ها و مخازن تحت‌فشار کمک کند.

فرمولاسیون مسئله

در این بخش، به بررسی روش عددی توسعه‌یافته‌ای می‌پردازیم که برای حل مسائل اتوفرتاژ در لوله‌های جدار ضخیم توسط فرهی و همکاران [19] ارائه شده است. این روش به‌طور خاص بر بسط و گسترش روش VMP (روش چندجمله‌ای واریانس) تأکید دارد و قابلیت حل مسائل مستقیم مرتبط با فرآیند واقعی اتوفرتاژ را دارد. در این روش، قابلیت استفاده از هر دو معیار تسلیم فون-میزز و ترسکا به‌عنوان نقاط قوت آن محسوب می‌شود. این روش عددی، علاوه بر سادگی و دقت بالا،

[1] San

دارای راندمانی به‌مراتب بهتر است به‌طوری‌که کارایی محاسباتی آن در مقایسه با برنامه هنکی قابل‌توجه است و حدود ده برابر بهتر عمل می‌کند (شکل 1).



شکل 1 - سطح مقطع لوله: (a) لوله تحت‌فشار و (b) یک نوار ایزوله شده [1]

روش کار به این صورت است که ابتدا سطح مقطع لوله به نوارهای باریکی تقسیم می‌شود. در این تقسیم‌بندی، تمام نقاط داخلی هر نوار می‌توانند ویژگی‌هایی چون v_{eff} و E_{eff} یکسانی داشته باشند. به این ترتیب، هر نوار به‌صورت مستقل از سیستم به همان شیوه‌ای که مسائل متقارن محوری در رشته الاستیسیته حل می‌شوند [1]

در اینجا a و b به ترتیب شعاع داخلی و خارجی و p نیز فشار داخلی می‌باشد. همچنین r_1، r_2، p_1 و p_2 به ترتیب شعاع‌ها و فشارهای داخلی و خارجی در نوار منفک‌شده می‌باشند. توجه شود که جهت مثبت p_1 و p_2 همان جهت مثبت مختصه شعاعی است. معادله تعادل برای مسائل متقارن محوری در دستگاه قطبی به شکل زیر است:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{1}{r}(\sigma_r - \sigma_\theta) = 0 \qquad (1)$$

که کرنش‌ها در دستگاه قطبی به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\varepsilon_r^* = \frac{1}{E_{eff}}\left[\sigma_r - v_{eff}(\sigma_z + \sigma_\theta)\right] \qquad (2)$$

$$\varepsilon_\theta^* = \frac{1}{E_{eff}}\left[\sigma_\theta - v_{eff}(\sigma_z + \sigma_r)\right]$$

$$\varepsilon_z^* = \frac{1}{E_{eff}}\left[\sigma_z - v_{eff}(\sigma_r + \sigma_\theta)\right]$$

که ε_r^*، ε_θ^*، ε_z^*، σ_r ، σ_θ و σ_z به ترتیب کرنش‌های شعاعی، مماسی ، طولی، تنش‌های شعاعی، مماسی و طولی هستند. از رابطه (2) می‌توان تنش طولی را بدست آورد.

$$\sigma_z = v_{eff}(\sigma_r + \sigma_\theta) + E_{eff}\varepsilon_z^* \qquad (3)$$

با جایگذاری رابطه (3) در قسمت اول رابطه (2) و قسمت دوم (2) خواهیم داشت:

(4)

$$\sigma_r = \frac{E_{eff}}{\left(1+v_{eff}\right)\left(1-2v_{eff}\right)}\left[\left(1-2v_{eff}\right)\varepsilon_r + v_{eff}\left(\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z^*\right)\right]$$

$$\sigma_\theta = \frac{E_{eff}}{\left(1+v_{eff}\right)\left(1-2v_{eff}\right)}\left[\left(1-2v_{eff}\right)\varepsilon_\theta + v_{eff}\left(\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z^*\right)\right]$$

$$\sigma_r - \sigma_\theta = \frac{E_{eff}}{\left(1+v_{eff}\right)}\left(\varepsilon_r - \varepsilon_\theta\right)$$

همچنین با جایگذاری قسمت اول و سوم معادله (4) در معادله تعادل(1) و با استفاده از روابط کرنش- جابجایی روابط زیر بدست می‌آید:

$$\varepsilon_r = \frac{u}{r} \qquad \varepsilon_\theta = \frac{du}{dr} \qquad (5)$$

با حل معادله دیفرانسیل درجه دوم بدست‌آمده خواهیم داشت:

$$u = c_1 r + \frac{c_2}{r} \qquad (6)$$

که u جابجایی شعاعی و c_1 و c_2 ثوابت دلخواه هستند که با استفاده از شرایط مرزی تعیین می‌شوند.

با جایگذاری روابط (5) و (6) در قسمت اول معادلات (4) و قسمت دوم معادله (4) تنش‌های شعاعی و مماسی بدست می‌آید:

(7)

$$\sigma_r = \frac{E_{eff}}{1+v_{eff}}\left[\frac{c_1+v_{eff}\varepsilon_z^*}{1-2v_{eff}} - \frac{c_2}{r^2}\right]$$

$$\sigma_\theta = \frac{E_{eff}}{1+v_{eff}}\left[\frac{c_1+v_{eff}\varepsilon_z^*}{1-2v_{eff}} + \frac{c_2}{r^2}\right]$$

چنانچه شرایط مرزی $r = r_1$ و $r = r_2$ را اعمال کنیم

$$\sigma_r = p_2 \quad \sigma_r = -p_1 \qquad (8)$$

آنگاه ثوابت بدست خواهندآمد.

$$c_1 = \frac{(1+v_{eff})(1-2v_{eff})}{E_{eff}}\left[\frac{P_1 r_1^2 + P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\right] \qquad (9)$$

$$c_2 = \frac{(1+v_{eff})}{E_{eff}}\left[\frac{(P_1+P_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\right]$$

سرانجام توزیع تنش‌های شعاعی و مماسی و محوری در نوار منفک‌شده که تحت‌فشارهای داخلی و خارجی p_1 و p_2 قرار داشته و کرنش طولی ثابت آن ε_z^* می‌باشد بدست می‌آیند.

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2 + p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \left[\frac{(p_1+p_2) r_2^2 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\right]\frac{1}{r^2} \qquad (10)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_1 r_1^2 + p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \left[\frac{(p_1 + p_2) r_2^2 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\right]\frac{1}{r^2}$$

$$\sigma_z = \frac{2\upsilon_{eff}(p_1 r_1^2 + p_2 r_2^2)}{r_2^2 - r_1^2} + E_{eff}\varepsilon_z^*$$

در ضمن با در نظر گرفتن روابط (6) و (7) جابجایی سطح داخلی و خارجی نوار را می‌توان به صورت زیر به فشارهای داخلی و خارجی آن ارتباط داد.

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}\, c_{12} \\ c_{21}\, c_{22} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} p_1 \\ p_1 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \upsilon_{eff}\varepsilon_z^* r_1 \\ \upsilon_{eff}\varepsilon_z^* r_2 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

شکل دیگر رابطه فوق با استفاده از معکوس ماتریس ضرایب چنین است:

$$\begin{bmatrix} c_{11}\, c_{12} \\ c_{21}\, c_{22} \end{bmatrix}^{-1}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_1 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} p_1^{pse} \\ p_2^{pse} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

که p_1^{pse} و p_2^{pse} را به‌عنوان فشارهای مجازی نامیده و به شکل زیر تعریف می‌نماییم.

$$\begin{Bmatrix} p_1^{pse} \\ p_2^{pse} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}\, c_{12} \\ c_{21}\, c_{22} \end{bmatrix}^{-1}\begin{Bmatrix} \upsilon_{eff}\varepsilon_z^* r_1 \\ \upsilon_{eff}\varepsilon_z^* r_2 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

مولفه‌های ماتریس ضرایب در رابطه (13) با روابط زیر بدست می‌آیند:

$$c_{11} = \frac{(1 + \upsilon_{eff})}{E_{eff}}\frac{r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}\left[1 - 2\upsilon_{eff} + \frac{r_2^2}{r_1^2}\right] \quad (14)$$

توجه شود که σ_r، σ_θ و ماتریس ضرایب یعنی روابط (10) و (14) دقیقا همان روابطی هستند که توسط جاهد و دوبی [11] صرفا برای حل حالت کرنش صفحه‌ای ارائه شده‌اند و تنها تفاوت ظاهری آن‌ها در علامت فشارهای خارجی است که در این نوشته وقتی مثبت در نظر گرفته می‌شود که در راستای مثبت مختصه شعاعی باشد.

محاسبه بردار فشار مجازی: بردار فشار مجازی در رابطه (14) با استفاده از معکوس ماتریس ضرایب c، υ_{eff} و ε_z^* بدست می‌آید. درنتیجه در ابتدا باید ε_z^* تعیین شود. بر این اساس بایستی این کرنش طولی ثابت برای حالت‌های مختلف اتوفرتاژ لوله‌ها بدست می‌آید[1].

الف- کرنش صفحه‌ای: در این حالت کرنش طولی ε_z^* در کل سطح مقطع برابر صفر است. بنابراین چنانچه ε_z^* را در کلیه روابط (10) الی (14) برابر صفر قرار دهیم آنگاه همان روابطی را بدست خواهیم آورد که در مرجع [20] برای حالت کرنش صفحه‌ای بدست آمده است.

ب- انتها باز: در این حالت فشار هیدرولیکی توسط دو پیستون انتهایی تحمل می‌شود که درنتیجه، نیروی محوری در راستای طولی لوله برابر صفر می‌شود. در این صورت خواهیم داشت:

$$\int_A \sigma_z dA = 0 \quad (15)$$

که A سطح مقطع لوله است. که با توجه به قسمت سوم رابطه (10)، σ_z در سرتاسر نقاط هر نوار ثابت است ولی از نواری به نوار دیگر متفاوت است. درنتیجه قسمت سوم رابطه (10) به رابطه زیر کاهش می‌یابد.

$$i = 1.2.3. \ldots . , n \quad (16)$$
$$\sum_{i=1}^{n}(\sigma_z \triangle A)^i = 0$$

که اندیس i به i امین نوار اشاره دارد و n تعداد نوارها است.

با جایگذاری قسمت سوم رابطه (10) در قسمت سوم رابطه (16) خواهیم داشت:

$$\varepsilon_z^* = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left[2\upsilon_{eff}(p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2)\right]^i}{\sum_{i=1}^{n}\left[E_{eff}(r_2^2 - r_1^2)\right]^i} \quad (17)$$

رابطه فوق در کلیه مراحل حل شبه‌الاستیک بکار خواهد رفت ولی برای مرحله اولیه (یعنی حل الاستیک) می‌توان از رابطه زیر که از ساده کردن رابطه فوق بدست می‌آید و همچنین در مرجع [21] نیز برای حل الاستیک ارائه‌شده استفاده کرد.

$$\varepsilon_z^* = \frac{2\upsilon p a^2}{E(b^2 - a^2)} \quad (18)$$

ج- انتها بسته: در این حالت کلیه فشار هیدرولیکی توسط دو درپوش که در انتهای لوله قرارگرفته‌اند تحمل می‌شود که درنتیجه، نیروی کلی زیر در جهت طولی به لوله اعمال می‌شود.

$$\int_A \sigma_z dA = p\,\pi a^2 \quad (19)$$

رابطه فوق به رابطه زیر تغییر می‌یابد.

$$i = 1.2.3. \ldots . n \quad (20)$$
$$\sum_{i=1}^{n}(\sigma_z \triangle A)^i = p\pi a^2$$

با جایگذاری قسمت سوم رابطه (10) در رابطه فوق، ε_z^* به شکل زیر بدست می‌آید:

$$\varepsilon_z^* = \frac{pa^2 - \sum_{i=1}^{n}\left[2\upsilon_{eff}(p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2)\right]^i}{\sum_{i=1}^{n}\left[2E_{eff}(r_2^2 - r_1^2)\right]^i} \quad (21)$$

دوباره رابطه فوق مشابه رابطه (10) در کلیه مراحل حل شبه‌الاستیک بکار خواهد رفت ولی برای مرحله اولیه (یعنی حل الاستیک) می‌توان از رابطه زیر که از ساده کردن رابطه فوق بدست می‌آید و همچنین در مرجع [21] نیز برای حل الاستیک ارائه‌شده استفاده کرد.

$$\varepsilon_z^* = \frac{(1 - 2\upsilon_{eff})pa^2}{E(b^2 - a^2)} \quad (22)$$

از روابط فوق مشخص است که برای مواد تراکم‌ناپذیر (که ضریب پواسون برابر 0.5 است) کرنش طولی در دو وضعیت

کرنش صفحه‌ای و انتهابسته یکسان و برابر صفر خواهدشد. بنابراین برای مواد تراکم‌ناپذیر، دو حالت فوق کاملا یکسان هستند.

الگوریتم حل ارائه شده مشابه روش ارائه‌شده در مرجع [20] است با این تفاوت که در این روش ، قبل از فرآیند اسمبل ε_z^* و ε^{pse} را محاسبه شده است. بنابراین الگوریتم مرجع [20] به شکل زیر اصلاح گردیده است.

الف- در شروع هر مرحله (تکرار)، باید ε_z^* را با استفاده از روابط (17) و (18) برای حالت انتهاباز و روابط (21) و (22) برای حالت انتهابسته و با جایگذاری بردار فشار p که از مرحله قبل بدست آمده است محاسبه کرد. آنگاه ε_z^* بدست‌آمده در مرحله فعلی، برای محاسبه σ_z در تمام نوارها بکار خواهد رفت.

ب- در هر نواری با استفاده از p_1 و p_2 مربوطه و ε_z^* بدست آمده در این مرحله، σ_r ، σ_θ و σ_z و بدنبال آن σ_{eq} محاسبه می‌گردد و سپس $2\upsilon_{eff}$ و E_{eff} با استفاده از روش تصویر بروز می‌شوند.

ج- ماتریس ضرائب [c] با استفاده از $2\upsilon_{eff}$ و E_{eff} جدید محاسبه شده و بردار فشار مجازی در هر نوار بدست می‌آید..

د- پس از اسمبل کردن ماتریس‌ها، سیستم معادلات خطی، حل‌شده و بردارهای جابجایی و سپس فشارهای داخلی و خارجی هر نوار بدست می‌آیند و آنگاه حل به روش تکرار ادامه می‌یابد تا زمانی که جواب‌ها همگرا شوند

محاسبه تنش‌های پسماند

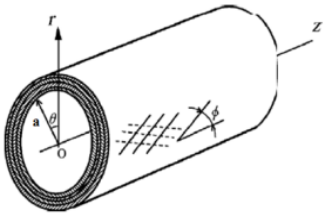
در انتهای فاز بارگذاری، منحنی‌های تنش-کرنش کلیه نقاط مادی واقع بر وسط نوارها تعریف می‌شوند. نقاط شروع منحنی‌های باربرداری، تنش‌های معادل نهایی بر روی منحنی تنش-کرنش در فاز بارگذاری می‌باشند که در نقاط وسط نوارها بدست آمده‌اند. با مشخص شدن منحنی‌های باربرداری، بارگذاری ثانویه که در اینجا همان باربرداری است اعمال می‌شود (برای اعمال باربرداری کافی است که جهت فشار داخلی اعمالی را معکوس نماییم). در این حالت نیز روش حل دقیقا مشابه حالت بارگذاری است. توجه شود که در این حالت هر نواری، منحنی تنش- کرنش مربوط به خود را دارد. با کم کردن نتایج حاصل از تحلیل ثانویه از نتایج تحلیل اولیه، تنش‌های پسماند بدست می‌آیند. روابط زیر ترتیب تنش‌های پسماند نرمالایزشده را درلوله اتوفرتاژشده در حالت‌های انتهاباز و انتهابسته و کرنش صفحه‌ای نشان می‌دهند.

تنش مماسی نرمالایزه شده $=\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}$ (23)

موقعیت شعاعی نرملایزه شده $=\frac{r-a}{b-a}$

استخراج معادلات جابجایی در لوله الیاف پیچ شده

در این قسمت روابط مربوط به لوله کامپوزیتی چهار لایه که تحت‌فشار داخلی قرارگرفته است استخراج می‌شود. یک لوله استوانه‌ای کامپوزیت چندلایه در نظر بگیرید که تحت بارگذاری متقارن و فشاری داخلی که در شکل **2** نشان داده شده، قرارگرفته است. لوله کامپوزیتی استوانه‌ای، در دستگاه مختصات استوانه‌ای برای تجزیه و تحلیل و مدل سازی نشان داده شده است که مختصات شعاعی، محیطی و محوری به ترتیب با θ، r و z نشان داده شده است.



شکل2- لوله کامپوزیت الیاف پیچ چندلایه در مختصات استوانه-ای [22]

زمانی که لوله‌ها در حالت بارگذاری متقارن قرار دارد، تنش‌ها و کرنش‌های مستقل از θ هستند. به عبارتی $(\frac{\partial}{\partial\theta}=0)$ است. علاوه براین، جابجایی شعاعی و محوری به ترتیب، فقط به مختصات شعاعی و محوری بستگی دارد. با فرض بالا، جابجایی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$u_r = u_r(r) \qquad u_\theta = u_\theta(r,z) \qquad u_z = u_z(z) \qquad (24)$$

که u_r ،u_θ و u_z به ترتیب جابجایی شعاعی، محیطی و محوری هستند. که در سیستم مختصات استوانه‌ای نشان داده شده است. با استفاده از دستگاه مختصات استوانه‌ای در شکل(2) نشان داده شده است [22].

شکل کلی معادله همسانگرد الاستیک، تنش و کرنش انتقال‌یافته به لایه k ام با خواص ارتوتروپیک به صورت زیر می‌باشد:

$$\begin{bmatrix}\sigma_z\\ \sigma_\theta\\ \sigma_r\\ \sigma_{\theta r}\\ \sigma_{zr}\\ \sigma_{z\theta}\end{bmatrix}^k = \begin{bmatrix}\bar{c}_{11} & \bar{c}_{12} & \bar{c}_{13} & 0 & 0 & \bar{c}_{16}\\ \bar{c}_{12} & \bar{c}_{22} & \bar{c}_{23} & 0 & 0 & \bar{c}_{26}\\ \bar{c}_{13} & \bar{c}_{23} & \bar{c}_{44} & 0 & 0 & \bar{c}_{36}\\ 0 & 0 & 0 & \bar{c}_{44} & \bar{c}_{45} & 0\\ 0 & 0 & 0 & \bar{c}_{45} & \bar{c}_{55} & 0\\ \bar{c}_{16} & \bar{c}_{26} & \bar{c}_{36} & 0 & 0 & \bar{c}_{66}\end{bmatrix}^{(k)} \begin{bmatrix}\varepsilon_z\\ \varepsilon_\theta\\ \varepsilon_r\\ \gamma_{\theta r}\\ \gamma_{zr}\\ \gamma_{z\theta}\end{bmatrix}^k \qquad (25)$$

که با استفاده از روابط کرنش – جابجایی و معادله دیفرانسیل در دستگاه مختصات استوانه روابط کرنش جابجایی به صورت زیر بدست می‌آید. که با حل معادله دیفرانسیل و با استفاده از شروط مرزی، بارگذاری، پیوستگی در لایه‌ها و شرط انتگرال خواهیم داشت:

$$\sigma_r^{(1)}(r_o) = -p_o \qquad \sigma_r^{(n)}(r_n)=0 \qquad (26)$$
$$\tau_{\theta r}^{(1)}(r_o) = \tau_{zr}^{(1)}(r_o) = 0 \qquad \tau_{\theta r}^{(n)}(r_a) = \tau_{zr}^{(n)}(r_n) = 0$$
$$u_r^{(k)}(r_k) = u_r^{(k+1)}(r_k) \qquad u_\theta^{(k)}(r_k) = u_\theta^{(k+1)}(r_k)$$
$$\sigma_r^{(k)}(r_k) = \sigma_r^{(k+1)}(r_k) \qquad \sigma_{zr}^{(k)}(r_k) = \sigma_{zr}^{(k+1)}(r_k)$$
$$\sigma_{\theta r}^{(k)}(r_k) = \sigma_{\theta r}^{(k+1)}(r_k)$$
$$2\pi \sum_{k=1}^{n} \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_z^{(k)} r dr = \pi a^2 p_o + F$$
$$2\pi \sum_{k=1}^{n} \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_{z\theta}^{(k)}(r) r^2 dr = M$$

که F نیروی محوری خارجی و M گشتاور خارجی است. در این بررسی نیروی محوری و گشتاور نادیده گرفته شده است. که درنهایت تنش‌ها و کرنش‌ها به شرح زیر بدست می‌آیند.

$$\varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{u_r^{(k)}}{r} = (Dr^{(\beta-1)} + Er^{-(\beta-1)} + \alpha_1\varepsilon_o + \alpha_2\gamma_o r)^{(k)} \qquad (27)$$
$$\varepsilon_r^{(k)} = \frac{du_r^{(k)}}{dr} = (Dr^{(\beta-1)} + Er^{-(\beta-1)} + \alpha_1\varepsilon_o + 2\alpha_2\gamma_o r)^{(k)} \qquad (28)$$
$$\varepsilon_z^{(k)} = \varepsilon_o \qquad (29)$$
$$\gamma_{zr}^{(k)} = 0 \quad \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0 \quad \gamma_{z\theta}^{(k)} = \gamma_o r \qquad (30)$$

برای لوله کامپوزیت N لایه، $2N + 1$ مجهول ثابت انتگرال-گیری وجود دارد، که D ، E ($k = 1.2.3. \dots . , N$) و ε_o ، γ_o هستند با چینش معادلات در ماتریس زیر، ثابت‌های معادله بدست می‌آید.

(31)

$$\begin{bmatrix} D^{(1)} \\ D^{(2)} \\ D^{(3)} \\ D^{(4)} \\ E^{(1)} \\ E^{(2)} \\ E^{(3)} \\ E^{(4)} \\ \varepsilon_o \\ \gamma_o \end{bmatrix} = [H]^{-1} \begin{bmatrix} -p_o \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{r_o^2 p_o}{2} \\ 0 \end{bmatrix}$$

که ماتریس H در مرجع **[22]** معرفی شده است.

الگوریتم محاسبه جابجایی و فشار بین لوله فلزی و الیاف خارجی در سطح مشترک

در این بخش از تحقیق، لوله فولادی A723 که با چهار لایه الیاف پوشانده شده است را در نظر می‌گیریم و با توجه به الگوریتم ارائه شده در این تحقیق، معادلات تنش و کرنش در لوله کامپوزیتی را مطابق مرجع [22] بدست می‌آوریم ابتدا با استفاده از روش VMP با در نظر گرفتن فشار داخلی داده شده p_o و فشار خارجی صفر، جابجایی را در سطح خارجی لوله فولادی بدست می آوریم (یعنی U_{max}). U_l حدپایین جابجایی شعاعی سطح مشترک است که برابر صفر می باشد و U_u حد بالای جابجایی شعاعی سطح مشترک است که U_u برابر مقدار بیشینه جابجایی است که در این مرحله بدست آمده، پس خواهیم داشت:

$$U_l \le U \le U_u \qquad (32)$$

که با جایگذاری مقدار حد بالا و پایین در رابطه (33)، رابطه زیر بدست می‌آید.

$$0 \le U \le U_{max} \qquad (33)$$

با تعریف مقدار جدید جابجایی در سطوح مشترک

$$U_{new} = \frac{U_u + U_l}{2} \qquad (34)$$

با استفاده از (U_{new}, p_i) در لوله فولادی و استفاده از روش VMP و سعی و خطا، فشار خارجی p_o در خارج لوله بدست می آید. با وارد کردن p_o در جابجایی شعاعی الیاف U_f بدست می-آید. در صورت برقراری شرط زیر جابجایی و فشار قبول می‌شود

$$\frac{U_{new} - U_f}{U_{new}} \le 10^{-3} \qquad (35)$$

و در غیر این صورت یعنی ارضاء رابطه زیر، در این صورت روش تکرار ادامه می‌یابد.

$$\frac{U_{new} - U_f}{U_{new}} \ge 10^{-3} \qquad (36)$$

اگر U_f بزرگتر از U_{new} بود، $U_l = U_{new}$ و حد بالا U_u تغییر نمی‌کند. و اگر U_f کوچکتر از U_{new} بود، ($U_u = U_{new}$) و U_l تغییر نمی‌کند و در نهایت رابطه جابجایی بدست می‌آید و می‌توان تنش‌ها و کرنش‌ها را در لوله فلزی الیاف پیچ شده بدست آورد. مهم‌ترین مسئله‌ای که باید مورد توجه قرار گیرد، بررسی شکست در لوله‌های کامپوزیتی است. این موضوع از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، زیرا شکست در این نوع لوله‌ها می‌تواند منجر به از دست رفتن عملکرد و ایمنی سیستم‌های صنعتی و مهندسی شود. بنابراین، تحلیل دقیق مکانیزم‌های شکست و شناسایی نقاط ضعف در طراحی و ساخت این لوله‌ها ضروری است. برای بررسی شکست در قسمت الیاف و لوله، به ترتیب از

معیار تسا-هیل و معیار فون مایسز استفاده شده است. معیار تسا-هیل به عنوان یک معیار شکست برای مواد کامپوزیتی، به تحلیل رفتار الیاف تحت بارهای مختلف می‌پردازد و می‌تواند به شناسایی شرایطی که در آن الیاف دچار شکست می‌شوند، کمک کند. این معیار به ویژه در شرایط بارگذاری پیچیده و چندمحوری که در لوله‌های کامپوزیتی رایج است، کاربرد دارد. از سوی دیگر، معیار فون مایسز به عنوان یک معیار شکست برای مواد فلزی و کامپوزیتی، به تحلیل تنش‌های مؤثر در لوله‌ها می‌پردازد و می‌تواند به پیش‌بینی نقاطی که در آن‌ها لوله دچار شکست می‌شود، کمک کند. این معیار به ما این امکان را می‌دهد که با در نظر گرفتن تنش‌های ترکیبی، رفتار لوله‌ها را تحت شرایط بارگذاری مختلف بررسی کنیم و از این طریق به بهبود طراحی و ساخت لوله‌های کامپوزیتی بپردازیم. در مجموع، بررسی شکست در لوله‌های کامپوزیتی با استفاده از معیارهای تسا-هیل و فون مایسز، می‌تواند به ما کمک کند تا نقاط ضعف طراحی

مقایسه استحکام لوله فولادی الیاف‌پیچ اتوفرتاژ شده با لوله فولادی اتوفرتاژ شده

با توجه به هزینه‌های بالای ساخت لوله‌های فولادی الیاف پیچیده، ضروری است که در طراحی و تولید این لوله‌ها، به حداکثر بازدهی از نظر استحکام توجه ویژه‌ای داشته باشیم. در این راستا، با در نظر گرفتن اینکه الیاف گرافیت اپکسی و آرمید اپکسی دارای استحکام کمتری هستند، از بررسی این نوع الیاف صرف‌نظر می‌شود. این تصمیم به دلیل این است که انتخاب مواد با استحکام پایین می‌تواند منجر به کاهش عملکرد کلی لوله‌ها و افزایش ریسک شکست در شرایط بارگذاری بالا گردد. به منظور تحلیل دقیق‌تر، پارامترهای ورودی مورد استفاده در این مطالعه مطابق با جدول‌های **1** و **2** تعیین شده‌اند. این پارامترها شامل مشخصات فیزیکی و مکانیکی مواد، شرایط محیطی و بارهای عملیاتی هستند که به دقت انتخاب شده‌اند تا نمایانگر شرایط واقعی کارکرد لوله‌ها باشند. همچنین، ترتیب لایه‌چینی مورد استفاده در این لوله‌ها به صورت A (55 -/ 55 / 55 -/ 55) تعریف شده است و این لوله‌ها تحت فشار 500 مگا پاسکال قرار دارند. این فشار بالا، نیاز به طراحی دقیق و انتخاب مواد مناسب را بیشتر می‌کند تا از ایمنی و کارایی لوله‌ها اطمینان حاصل شود. این رویکرد به ما این امکان را می‌دهد که بهینه‌ترین ترکیب و ساختار را برای لوله‌های فولادی الیاف پیچیده طراحی کنیم، به‌طوری‌که ضمن کاهش هزینه‌ها، عملکرد و استحکام مورد نظر نیز تأمین گردد. بنابراین، با اتخاذ این استراتژی، می‌توانیم به نتایج بهینه‌ای در زمینه طراحی و تولید این نوع لوله‌ها دست یابیم و از مزایای آن در کاربردهای مختلف صنعتی بهره‌برداری کنیم. در نهایت، این تحقیق می‌تواند به بهبود فرآیندهای تولید و افزایش کیفیت محصولات نهایی منجر شود و به صنعت کمک کند تا با چالش‌های موجود در زمینه هزینه و عملکرد به‌خوبی مقابله کند.

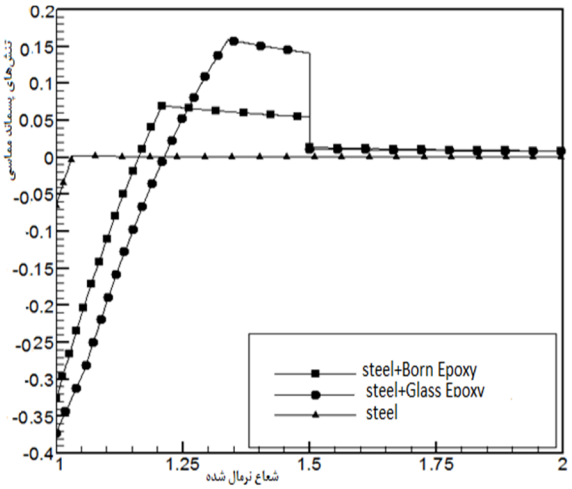
جدول 1- الیاف مورد استفاده در الیاف پیچی [23]

ماده	υ_x	υ_y	E_1	E_2	G_{12}
گرافیت اپکسی	0/7	0/28	181	10/3	7/17
گلاس اپکسی	0/54	0/28	38	8/28	4/14
بورن اپکسی	0/50	0/21	20	1	6/4
آرمید اپکسی	0/6	0/34	76	5/50	3/3

جدول 2- ماکزیمم مقدار تنش نهایی در الیاف مورد استفاده در تحلیل [23]

ماده	X	Y	S
	Mpa	**Mpa**	**Mpa**
گرافیت اپکسی	1500	40	68
گلاس اپکسی	1062	31	72
بورن اپکسی	1280	61	105
آرمید اپکسی	1400	12	34

در شکل شماره **3**، نمودار، نقاط داده‌ای که با مثلث مشخص شده‌اند، نمایانگر نتایج به‌دست‌آمده از تحقیقات مرجع **[1]** هستند که لوله فولادی اتوفرتاژ شده را نشان می‌دهد. این نقاط به‌عنوان یک خط مرجع برای مقایسه با نتایج این تحقیق استفاده شده‌اند. نقاط داده‌ای که در نمودار شکل شماره **3** با نقاط مربع و دایره نشان داده شده است لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده با الیاف پیچ می‌باشند. نمودار ارائه شده نشان‌دهنده توزیع تنش پسماند مماسی نرمالایز شده در راستای ضخامت لوله تحت فشار لوله تحت‌فشار داخلی است.



شکل3 - نمودار تنش‌های پسماند مماسی لوله‌ی فولادی الیاف پیچ اتوفرتاژ شده و لوله فولادی اتوفرتاژ شده تحت‌فشار 500 مگا پاسکال

در این نمودار، تنش پسماند مماسی در نزدیکی جداره داخلی لوله به صورت فشاری(با علامت منفی) و در سمت بیرونی به صورت کششی(علامت مثبت) تغییر می‌کند. این توزیع تنش به دلیل فرآیند اتوفرتاژ و تغییرات ناشی از آن در ساختار لوله به وجود می‌آید. در نزدیکی جداره داخلی لوله، تنش پسماند به صورت فشاری است. این تنش فشاری به دلیل فشار بالای داخلی که در فرآیند اتوفرتاژ به لوله اعمال می‌شود، ایجاد می‌شود. وجود تنش فشاری در این ناحیه باعث افزایش مقاومت لوله در برابر شکست و خستگی می‌شود. با حرکت به سمت بیرون لوله، تنش پسماند به‌تدریج به سمت کششی تغییر می‌کند. همان‌گونه که مشخص است با الیاف پیچ شدن لوله فولادی در مقایسه با مرجع[1] که لوله فولادی اتوفرتار شده بدون الیاف است، استحکام بالاتری دارند.

نقطه شکست اول نمودار: اولین نقطه‌ای که در نمودار به وضوح نشان دهنده ورود لوله به ناحیه پلاستیک است، اهمیت ویژه‌ای دارد. این نقطه نشان دهنده حداکثر فشار داخلی است که لوله می تواند تحمل کند قبل از اینکه به تغییر شکل دائمی دچار شود. از این نقطه، درصد اتوفرتاژ مشخص می‌گردد این تغییر به دلیل توزیع نامتقارن تنش‌ها در راستای ضخامت لوله و اثرات ناشی از فرآیند اتوفرتاژ است. مطابق با شکل 3، نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهند که الیاف گلاس اپکسی تنش‌های پسماند کششی بالاتری نسبت به الیاف بورن اپکسی ایجاد می‌کنند. به‌علاوه، مقدار مطلق تنش‌های پسماند فشاری ناشی از الیاف گلاس اپکسی نیز بیشتر از آنچه که در الیاف بورن اپکسی مشاهده می‌شود، است. این یافته‌ها به‌وضوح نشان می‌دهند که الیاف گلاس اپکسی به دلیل ایجاد تنش‌های پسماند کششی بالا، که می‌تواند اثرات نامطلوبی بر روی عملکرد و عمر خستگی لوله‌ها داشته باشد، برای استفاده در الیاف پیچیده شده توصیه نمی‌شوند. علاوه بر این، در شرایطی که ضخامت لوله فولادی اتوفرتاژ شده زیاد است، فشار داخلی اعمال شده تأثیر قابل‌توجهی بر درصد اتوفرتاژ و فشارهای مماسی داخلی و خارجی لوله دارد. به‌عبارتی، با افزایش ضخامت لوله، توانایی آن در تحمل فشار داخلی به طور طبیعی افزایش می‌یابد، اما درعین‌حال، درصد اتوفرتاژ و تنش‌های مماسی به‌طور نسبی کاهش می‌یابند. این وضعیت می‌تواند منجر به کاهش کارایی و عملکرد مطلوب لوله تحت شرایط فشار داخلی شود. بنابراین، انتخاب نوع الیاف و طراحی لوله‌ها باید با دقت انجام شود تا از بروز تنش‌های نامطلوب جلوگیری گردد. در این راستا، استفاده از الیاف بورن اپکسی به‌عنوان گزینه‌ای مناسب‌تر برای الیاف پیچیده شده، به دلیل ایجاد تنش‌های پسماند کششی کمتر و بهبود عملکرد کلی لوله‌ها، پیشنهاد می‌شود. این یافته‌ها می‌توانند به طراحان در انتخاب مواد و روش‌های ساخت بهینه کمک کنند. به‌ویژه، در طراحی و ساخت لوله‌های تحت‌فشار، توجه به نوع الیاف و ویژگی‌های مکانیکی آن‌ها می‌تواند تأثیر قابل‌توجهی بر عملکرد نهایی سازه داشته باشد.

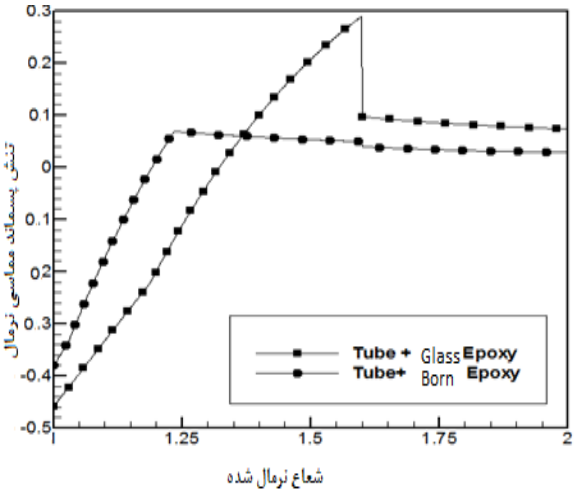
افزایش فشار داخلی لوله به 625 مگاپاسکال، بر اساس اشکال 4 و 5، نتایج به‌دست‌آمده نشان‌دهنده تفاوت‌های قابل‌توجهی در رفتار مکانیکی لوله‌های فولادی با الیاف پیچیده شده با الیاف گلاس اپکسی و الیاف بورن اپکسی است.

الف) لوله فولادی با الیاف گلاس اپکسی

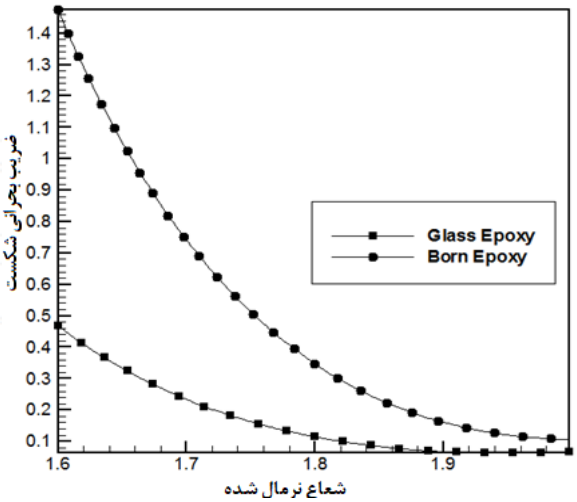
نتایج نشان می‌دهند که در لوله فولادی الیاف پیچیده شده با الیاف گلاس اپکسی، تنش‌های معادل در کلیه نقاط لوله از تنش تسلیم تجاوز می‌نمایند. این وضعیت به معنای این است که لوله تحت‌فشار داخلی 625 مگا پاسکال به حالت پلاستیک وارد شده و درنتیجه، احتمال شکست و ناپایداری ساختاری افزایش می‌یابد. هرچند الیاف گلاس اپکسی دیرتر دچار شکست می‌شوند، اما با توجه به استحکام پایین آن‌ها (ضریب یانگ کوچک)، لوله فولادی به سرعت به اتوفرتاژ صد درصد میل می‌کند. این پدیده نشان‌دهنده عدم توانایی الیاف گلاس اپکسی در تحمل بارهای بالا به طور مؤثر است و می‌تواند منجر به خرابی زودهنگام لوله گردد. بنابراین، استفاده از الیاف گلاس اپکسی برای الیاف پیچیده شده در لوله‌های تحت‌فشار بالا توصیه نمی‌شود.

جدول 3- پارامترهای ورودی مسئله

فشار ورودی(Mpa)	500
مدول یانگ	0/28
شعاع داخلی(میلی متر)	50
شعاع خارجی(میلی متر)	52
استحکام تسلیم(Mpa)	1100
مدول الاستیسیته(Gpa)	20



شکل 4- نمودار تنش‌های پسماند مماسی لوله فولادی الیاف پیچ - اتوفرتاژ شده با دو نوع الیاف مختلف



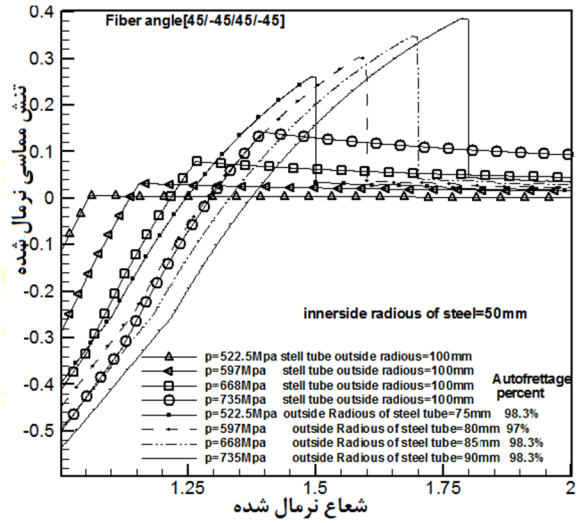
شکل 5- نمودار شکست لوله‌های فولادی الیاف پیچ - اتوفرتاژ شده

ب) لوله فولادی با الیاف بورن اپکسی

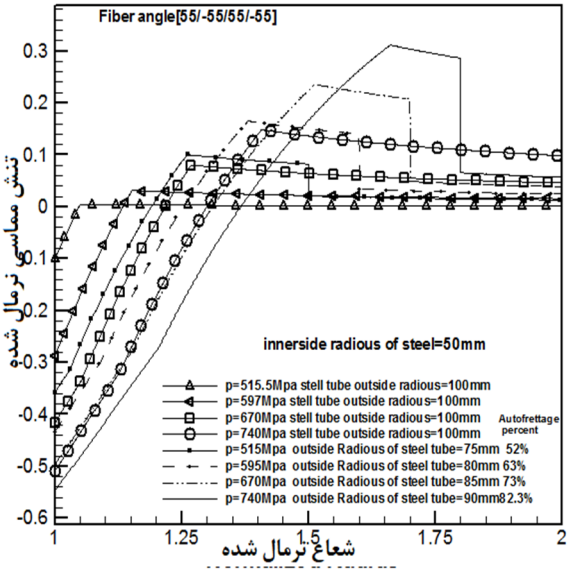
در مقابل، در لوله فولادی الیاف پیچیده شده با الیاف بورن اپکسی، شرایط متفاوتی مشاهده می‌شود. در این حالت، با وجود افزایش فشار داخلی به 625 مگا پاسکال، الیاف دچار شکست می‌شوند. این شکست می‌تواند ناشی از تنش‌های پسماند کششی بالا باشد که در الیاف بورن اپکسی ایجاد می‌شود و درنتیجه، توانایی این الیاف برای تحمل بارهای اضافی کاهش می‌یابد. این مقایسه نشان‌دهنده اهمیت انتخاب صحیح نوع الیاف در طراحی لوله‌های تحت‌فشار است. الیاف گلاس اپکسی، با ایجاد تنش‌های معادل بالاتر از حد تسلیم و میل سریع به اتوفرتاژ صد درصد، خطر شکست ساختاری را افزایش می‌دهند. درحالی‌که الیاف بورن اپکسی با وجود شکست زودتر، می‌توانند به‌عنوان گزینه‌ای با عملکرد بهتر در شرایط خاص مورد استفاده قرار گیرند. بنابراین، در طراحی و انتخاب مواد برای لوله‌های تحت‌فشار، توجه به رفتار مکانیکی و ویژگی‌های تنش‌های پسماند الیاف می‌تواند به بهبود ایمنی و کارایی سازه‌های مهندسی کمک کند. این یافته‌ها می‌توانند به مهندسان و طراحان در تصمیم‌گیری‌های آگاهانه در مورد انتخاب مواد و طراحی سازه‌ها یاری رسانند و درنهایت به بهبود عملکرد و ایمنی در کاربردهای صنعتی منجر شوند.

اشکال6 و 7 نمودارهای تنش‌های پسماند در لوله‌های فولادی الیاف پیچ اتوفرتاژ شده با الیاف بورن اپکسی را نشان می‌دهند. این نمودارها به ترتیب تحت زوایای الیاف C (45 -45/ 45 -45/) و A (55 -55/ 55 -55/) و همچنین لوله فولادی اتوفرتاژ شده تحت‌فشارهای داخلی و با ابعاد هندسی مختلف ارائه‌شده‌اند. در لوله‌های فولادی الیاف پیچ، قطر خارجی برابر با 100 میلی‌متر در نظر گرفته شده است، درحالی‌که قطر خارجی لوله فولادی بین 75 تا 0 میلی‌متر تغییر می‌کند. فشارها در این لوله‌ها به‌گونه‌ای تعیین شده‌اند که لوله فولادی نزدیک به 100 درصد اتوفرتاژ شود. فشارهای متناظر به‌کاررفته در این لوله‌های ترکیبی به لوله فولادی بدون الیاف پیچ و با قطر خارجی 100 میلی‌متر اعمال شده است. بر اساس مشاهدات صورت گرفته در اشکال 6 و 7، نتایج زیر قابل استنباط است:

مقاومت در برابر شکست: در لوله‌های الیاف پیچ اتوفرتاژ شده با ترتیب چینش لایه نوع C، لوله فولادی الیاف پیچ درحالی‌که الیاف به مرز شکست نرسیده‌اند، حدود 100 درصد اتوفرتاژ شده است. در مقابل، در ترتیب لایه چینی نوع A، الیاف زودتر دچار شکست می‌شوند. این امر نشان‌دهنده این است که لوله‌های نوع A فشار کمتری نسبت به نوع C تحمل می‌کنند.



شکل 6- نمودارهای تنش‌های پسماند لوله‌های فولادی الیاف پیچ- اتوفرتاژ شده و لوله فولادی اتوفرتاژ شده تحت‌فشارها و ابعاد مختلف لوله



شکل7- نمودارهای تنش‌های پسماند لوله‌های فولادی الیاف پیچ- اتوفرتاژ شده و لوله فولادی اتوفرتاژ شده تحت‌فشارها و ابعاد مختلف لوله

پایداری در فرآیند اتوفرتاژ: در لوله‌های فولادی الیاف پیچ شده با الگوی زاویه الیاف پیچ C، می‌توان با در نظر گرفتن معیار شکست الیاف، تا نزدیک به 100 درصد اتوفرتاژ کرد بدون آنکه در فرآیند اتوفرتاژ لوله ترکیبی دچار ناپایداری یا انفجار شود. درحالی‌که در لوله فولادی، 60 درصد اتوفرتاژ بهینه به نظر می‌رسد و باید از اتوفرتاژ در حوالی 100 درصد اجتناب شود.

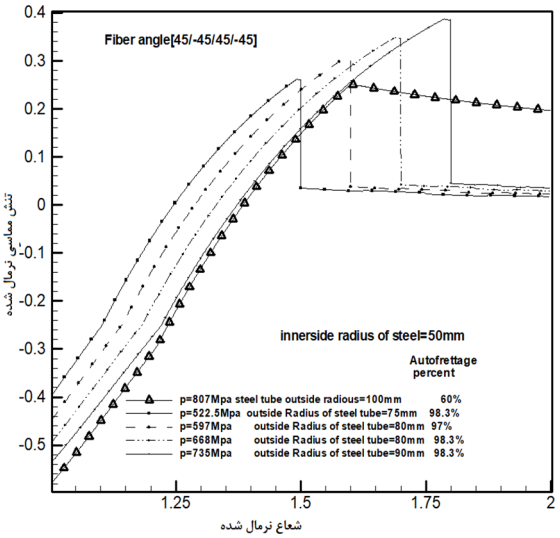
تنش‌های پسماند فشاری: مقدار مطلق تنش‌های پسماند فشاری (اثر مطلوب) در لوله‌های ترکیبی تحت‌فشارهای یکسان، بیشتر از لوله‌های فولادی است. این امر نشان‌دهنده مزیت استفاده از لوله‌های ترکیبی در شرایط خاص است. تنش‌های پسماند کششی: برعکس، در لوله‌های ترکیبی و تحت‌فشارهای داخلی یکسان، تنش‌های پسماند کششی (اثر نامطلوب) نسبت به لوله‌های فولادی افزایش می‌یابد. این نکته حائز اهمیت است، زیرا می‌تواند بر روی عمر و عملکرد لوله‌ها تأثیر بگذارد.

معیارهای طراحی: با توجه به بندهای 3 و 4، درصورتی‌که معیار طراحی بر اساس این باشد که مقدار مطلق تنش‌های مماسی در داخل لوله بیشتر باشد، استفاده از لوله‌های ترکیبی توصیه می‌شود. اما اگر تنش‌های کششی کوچکتر در سطح بیرونی لوله ملاک طراحی باشد، باید از لوله فولادی استفاده شود. مقایسه بین انواع لوله‌های ترکیبی: هرچند نتایج لوله ترکیبی نوع A به نوع C نزدیک است و در برخی موارد از آن بهتر عمل می‌کند (به‌ویژه در زمینه تنش‌های پسماند مماسی کششی در سطح خارجی لوله)، اما به دلیل اینکه ضرایب معیار شکست در این لوله‌های ترکیبی به‌طور قابل‌توجهی به عدد یک نزدیک است، لوله ترکیبی نوع C در شرایط فشارهای بالا بر لوله ترکیبی نوع A برتری دارد. این نزدیک بودن ضرایب به عدد یک نشان‌دهنده این است که لوله نوع A در معرض خطر شکست بیشتری قرار دارد و توانایی تحمل بارهای اضافی را در مقایسه با لوله نوع C به‌طور مؤثرتری ندارد. این تحلیل می‌تواند به درک بهتر رفتار لوله‌های فولادی الیاف پیچ و بهینه‌سازی طراحی آن‌ها در کاربردهای مختلف کمک کند.

شکل‌های 8 و9 به بررسی لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده با درصد اتوفرتاژ بهینه 60 درصد در مقایسه با لوله‌های ترکیبی از نوع C و A با ابعاد مختلف تحت حداکثر فشار داخلی مجاز می‌پردازند. نتایج مهم حاصل از این بررسی‌ها، شامل تغییرات تنش‌های پسماند در سطوح داخلی و خارجی لوله فولادی و میزان کاهش وزن لوله، در جدول 4 ارائه شده است.

نتایج نشان می‌دهد که با افزایش شعاع خارجی لوله فولادی در لوله‌های ترکیبی، رفتار این لوله‌ها به نتایج لوله فولادی نزدیک‌تر می‌شود. به عبارت دیگر، با افزایش شعاع، اثرات مثبت ناشی از ویژگی‌های مکانیکی لوله فولادی تقویت می‌شود. این امر به ویژه در شرایط بارگذاری بالا و فشار داخلی مجاز مشهود است. در مقابل، با کاهش شعاع، این روند معکوس می‌شود و تفاوت‌های بیشتری بین لوله‌های ترکیبی و لوله فولادی مشاهده می‌گردد. این تغییرات می‌تواند به دلیل تغییر در توزیع تنش‌ها و رفتار الاستیک مواد در ابعاد مختلف باشد. علاوه بر این، واضح است که کاهش وزن بیشتری در لوله‌های فولادی با شعاع‌های کوچک‌تر اتفاق می‌افتد. این کاهش وزن

می‌تواند به‌عنوان یک مزیت در طراحی‌های خاص مورد توجه قرار گیرد، به ویژه در پروژه‌هایی که نیاز به کاهش وزن سازه و بهینه‌سازی هزینه‌ها دارند. به‌کارگیری لوله‌های سبک‌تر می‌تواند به بهبود کارایی سیستم‌ها و کاهش هزینه‌های نصب و نگهداری منجر شود.



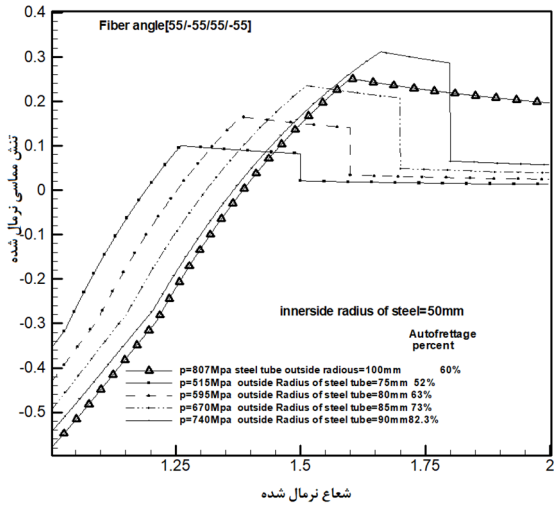
شکل 8- نمودارهای تنش‌های پسماند لوله‌های فولادی الیاف پیچ اتوفرتاژ شده و لوله فولادی اتوفرتاژ شده با فشار اتوفرتاژ 60 درصد

لوله‌های ترکیبی با زاویه الیاف A به دلیل قابلیت کاهش تنش‌های پسماند کششی در بیشتر ابعاد لوله، مزیت‌هایی را ارائه می‌دهند. این ویژگی می‌تواند به بهبود عملکرد لوله‌ها در شرایط بارگذاری دینامیکی و استاتیکی کمک کند. بااین‌حال، یک نکته مهم که باید مد نظر قرار گیرد این است که در این لوله‌ها، با درصدهای اتوفرتاژ مشخص شده، خطر شکست بیشتر از لوله‌های ترکیبی نوع C است. این موضوع می‌تواند به دلیل توزیع نامناسب تنش‌ها و ضعف در نواحی خاصی از لوله‌های ترکیبی باشد که باید در طراحی و انتخاب مواد به دقت مورد بررسی قرار گیرد.

تصمیم‌گیری نهایی در انتخاب نوع لوله بستگی به معیارهای طراحی دارد. این معیارها می‌توانند شامل سه پارامتر اصلی باشند: کاهش وزن، تنش‌های پسماند داخلی و تنش‌های پسماند خارجی. انتخاب نهایی باید بر اساس اهمیت نسبی این پارامترها و نیازهای خاص پروژه انجام شود. به این ترتیب، طراحان و مهندسان می‌توانند با توجه به الزامات پروژه و ویژگی‌های مختلف لوله‌ها، بهترین گزینه را انتخاب کنند. درنهایت، توجه به این نکات و تحلیل دقیق نتایج می‌تواند به بهینه‌سازی طراحی لوله‌های فولادی و ترکیبی کمک کند و به افزایش ایمنی و کارایی در کاربردهای مختلف منجر شود. این تحقیق می‌تواند مبنایی برای تحقیقات آینده در زمینه بهبود خواص مکانیکی لوله‌ها و بررسی تأثیرات مختلف طراحی بر عملکرد آن‌ها باشد.

جدول 4- درصد تغییرات تنش‌های پسماند داخلی و خارجی لوله‌های تلفیقی نسبت به لوله فولادی با درصد اتوفرتاژ بهینه 60 درصد

ترتیب لایه چینی (55 -/55 55/ -55/)			ترتیب لایه چینی(45- /45 45/ -45)			شعاع خارجی لوله فولادی(میلیمتر)
درصد کاهش وزن	درصد تغییرات تنش-های مماسی در خارج لوله فولادی	درصد تغییرات تنش-های مماسی در داخل لوله فولادی	درصد کاهش وزن	درصد تغییرات تنش-های مماسی در خارج لوله فولادی	درصد تغییرات تنش-های مماسی در داخل لوله فولادی	
3	-60	-65	3	0	-30	75
32	-28	-26	32	+20	-22	80
24/5	-4/8	-16	24/5	+36	-14	85
16/8	+20	-7/4	16/8	+50	-7/7	0



شکل9- نمودارهای تنش‌های پسماند لوله‌های فولادی الیاف پیچ اتوفرتاژ شده و لوله فولادی اتوفرتاژ شده با فشار اتوفرتاژ 60 درصد

نتیجه‌گیری

در این مقاله، به بررسی استحکام و رفتار لوله‌های فولادی اتوفرتاژ شده و لوله‌های فولادی الیاف پیچیده اتوفرتاژ شده در سازه‌های هوافضایی تحت فشار داخلی پرداخته شده است. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که با افزایش زاویه الیاف در لوله‌های الیاف پیچیده، تنش پسماند فشاری در جداره داخلی لوله به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد. در عین حال، شکست الیاف در زوایای بالاتر به‌سرعت اتفاق می‌افتد. از این رو، برای بهینه‌سازی عملکرد این لوله‌ها، پیشنهاد می‌شود که زوایای الیاف در محدوده 45 تا 55 درجه انتخاب شوند تا تعادل مناسبی بین استحکام و دوام ایجاد گردد.

در مقایسه با لوله‌های فولادی، لوله‌های کامپوزیتی با افزایش زاویه الیاف در شرایط فشار یکسان، درصد اتوفرتاژ در بخش فولادی را کاهش می‌دهند. این امر به‌وضوح نشان‌دهنده تأثیر مثبت خواص الیاف بر عملکرد کلی لوله‌های کامپوزیتی است. به‌عنوان مثال، استفاده از الیاف باکیفیت بالا مانند بورن اپکسی در مقایسه با الیاف کربن اپکسی با خواص پایین، می‌تواند به افزایش استحکام و کاهش احتمال شکست در شرایط بارگذاری شدید کمک کند. این یافته‌ها بر اهمیت انتخاب دقیق نوع الیاف و طراحی لایه‌چینی تأکید می‌کند.

در زمینه لوله‌های تلفیقی، امکان دستیابی به صد درصد اتوفرتاژ وجود دارد، درحالی‌که این موضوع در لوله‌های فولادی به دلیل ناپایداری و خطر شکست، عملی نیست. بنابراین، تصمیم‌گیری نهایی در خصوص جایگزینی لوله فولادی اتوفرتاژ شده با لوله تلفیقی اتوفرتاژ شده، به سه پارامتر کلیدی بستگی دارد: کاهش وزن، تنش پسماند داخلی و تنش پسماند خارجی. هر یک از این پارامترها و یا ترکیبی از آن‌ها در این تصمیم‌گیری نقش حیاتی ایفا می‌کنند و باید به‌دقت مورد بررسی قرار گیرند.

در کاربردهایی مانند لوله‌های تحت‌فشار در هواپیما، که کاهش وزن قطعه از اهمیت بالایی برخوردار است، لوله‌های کامپوزیتی به‌طور قابل‌توجهی نسبت به لوله‌های فولادی برتری دارند. این مزیت‌ها موجب می‌شود که لوله‌های کامپوزیتی به‌عنوان گزینه‌ای مناسب و کارآمد در طراحی سازه‌های هوافضایی تحت فشار داخلی شناخته شوند. به‌طور کلی، این تحقیق تأکید می‌کند که انتخاب مناسب نوع لوله بر اساس ویژگی‌های مکانیکی و الزامات طراحی می‌تواند به بهبود عملکرد و ایمنی سازه‌های هوافضایی کمک کند.

به‌علاوه، با توجه به روند رو به رشد استفاده از مواد کامپوزیتی در صنایع پیشرفته، نتایج این تحقیق می‌تواند به عنوان مبنایی برای تحقیقات آینده در زمینه بهینه‌سازی طراحی و ساخت لوله‌های کامپوزیتی در شرایط بارگذاری مختلف مورد استفاده قرار گیرد. این امر نه تنها به ارتقاء فناوری‌های موجود کمک می‌کند، بلکه می‌تواند به توسعه راهکارهای نوین در حوزه مهندسی مواد و سازه‌های هوافضایی منجر شود.

.

منابع و مراجع

[1] A. Shokati and K. Sarboland, "Laboratory and numerical investigations of the behavior of thin-walled cylindrical shells made of GFRP materials with different geometric specifications under dynamic loading," *Struct. Eng. Constr.*, vol. 8, no. Special Issue 4, pp. 28–45, 2022. (inpersian)

[2] H. Safi Khanlou, A. N. Abadi, and A. Mirzaei, "Investigation of the Behavior of Al1050 Samples Under the Autofrettage Process Using Finite Element Method and Experimental Approaches," *Dep. Mech. Eng.*, vol. 51, no. 3, pp. 109–117, 2021. (inpersian)

[3] C. S. Sirimanna, S. Banerjee, W. Karunasena, A. C. Manalo, and L. McGarva, "Analysis of retrofitted corroded steel pipes using internally bonded FRP composite repair systems," *Aust. J. Struct. Eng.*, vol. 16, no. 3, pp. 187–198, 2015.

[4] I. Ramos, Y. H. Park, and J. Ulibarri-Sanchez, "Stress and Damage Analysis of Fiber-Reinforced Composite Pipe," in *Pressure Vessels and Piping Conference*, American Society of Mechanical Engineers, p. V002T02A038, 2018.

[5] Z. Hu and A. P. Parker, "Residual Stress Analysis of Re-autofrettage of a Swage-Autofrettaged Tube by Computer Modeling Incorporating Accurate Material Representation," *J. Mater. Eng. Perform.*, pp. 1–10, 2024.

[6] W. Dong et al., "Applications of high-pressure technology for high-entropy alloys: A review," *Metals (Basel).*, vol. 9, no. 8, p. 867, 2019.

[7] H. Y. Kim, B. C. Hwang, W. B. Bae, S. M. Han, and C. Kim, "Analysis of an autofrettage effect to improve fatigue life of the automotive CNG storage vessel," *Trans. Mater. Process.*, vol. 17, no. 4, pp. 292–301, 2008.

[8] M. T. Amin, A. R. M. Ali, T. Ahmed, and F. Ahmed, "Optimum Design of Autofrettaged Thick-Walled Cylinders," *Glob. J. Res. Eng.*, vol. 13, no. 8, 2013.

[9] P. K. Shrestha, "Stability of tunnels subject to plastic deformation–a contribution based on the cases from the Nepal Himalaya," 2014.

[10] R. Hill, *The mathematical theory of plasticity*, vol. 11. Oxford university press, 1998.

[11] H. Jahed, R. Sethuraman, and R. N. Dubey, "A variable material property approach for solving elastic-plastic problems," *Int. J. Press. Vessel. Pip.*, vol. 71, no. 3, pp. 285–291, 1997.

[12] A. Jahan and Z. Aheri, "Investigation and Comparison of the Capabilities of Finite Element and Discrete Element Methods for Predicting In-Plane Behavior of Unreinforced Masonry Walls," *Struct. Eng. Constr.*, vol. 8, no. 12, pp. 69–84, 2022. (inpersian)

[13] A. P. Parker, "Autofrettage of open-end tubes—pressures, stresses, strains, and code comparisons," *J. Press. Vessel Technol.*, vol. 123, no. 3, pp. 271–281, 2001.

[14] G. H. Farrahi, G. Z. Voyiadjis, S. H. Hoseini, and E. Hosseinian, "Residual stress analyses of re-autofrettaged thick-walled tubes," *Int. J. Press. Vessel. Pip.*, vol. 98, pp. 57–64, 2012.

[15] H. Bakaiyan, H. Hosseini, and E. Ameri, "Analysis of multi-layered filament-wound composite pipes under combined internal pressure and thermomechanical loading with thermal variations," *Compos. Struct.*, vol. 88, no. 4, pp. 532–541, 2009.

[16] L. Sun, G. Li, Y. Wang, and P. Mitrouchev, "Research on Optimum Autofrettage Pressure of Thick-Walled Cylinders," in *International Workshop of Advanced Manufacturing and Automation*, Springer, pp. 326–331, 2023.

[17] F. Aziz, S. M. Kamal, M. Perl, and A. Chetry, "Increasing the load carrying capacity of hollow rotating disks by applying rotational autofrettage," *Eur. J. Mech.*, vol. 105, p. 105231, 2024.

[18] G. Zhang et al., "Buckling analysis of thin-walled metal liner of cylindrical composite overwrapped pressure vessels with depressions after autofrettage processing," *Sci. Eng. Compos. Mater.*, vol. 28, no. 1, pp. 540–554, 2021.

[19] G. H. Farrahi, E. Hosseinian, and A. Assempour, "General variable material property formulation for the solution of autofrettaged thick-walled tubes with constant axial strains," 2008.

[20] H. Jahed and R. N. Dubey, "An axisymmetric method of elastic-plastic analysis capable of predicting residual stress field," 1997.

[21] J. Chakrabarty, *Theory of plasticity*. Elsevier, 2012.

[22] M. Xia, K. Kemmochi, and H. Takayanagi, "Analysis of filament-wound sandwich pipe under internal pressure," *Adv. Compos. Mater.*, vol. 9, no. 3, pp. 223–239, 2000.

[23] G. R. Irwin, "Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate," 1957.