



## محاسبه‌ی عمر خزشی مخازن استوانه‌ای تحت فشار دوار به روش تنش مرجع

فرید وکیلی تهامی<sup>۱\*</sup>، سید سعید شریفی<sup>۲</sup>، پیمان مجنون<sup>۳</sup>، افشین عباسی<sup>۴</sup>

<i>F_vakili@tabrizu.ac.ir</i>	<sup>۱</sup> دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.
<i>Saeed.mech87@yahoo.com</i>	<sup>۲</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.
<i>P.majnoon@gmail.com</i>	<sup>۳</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.
<i>Afshinabbasi12@yahoo.com</i>	<sup>۴</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.

**Farid Vakili Tahami<sup>1</sup>, Seyyed Saeed Sharifi<sup>2</sup>, Peyman Majnoon<sup>3</sup>, Afshin Abbasi<sup>4</sup>**

1- Associate professor, Department of mechanical engineering, Tabriz University

2, 3, 4- MSc. student, Department of mechanical engineering, Tabriz University

### چکیده

به دلیل کاربرد وسیع مخازن تحت فشار در صنایع مختلف، از جمله صنایع نفت و گاز و تولید نیرو، بررسی رفتار مکانیکی آن‌ها سرلوحه‌ی بسیاری از تحقیقات علمی و مهندسی است. از آنجا که این مخازن اکثراً در درجه حرارت و فشار بالا و در عین حال در حال دوران کار می‌کنند، مطالعه‌ی رفتار خزشی این مخازن از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است ولی به دلیل پیچیدگی و غیرخطی بودن معادلات حاکم در پدیده‌ی خزش، حل عددی این معادلات بسیار طولانی و نیازمند امکانات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری پیشرفته است. به همین دلیل، در کدهای استاندارد صنعتی از جمله کد R5 و نیز بسیاری از کارهای تحقیقاتی، از روش‌های تخمینی که بر مبنای تنش مرجع استوار هستند، استفاده می‌شود. از این رو، محاسبه‌ی تنش مرجع، اولین و اصلی‌ترین گام در این روش‌ها است. تعیین تنش مرجع در شرایطی که سازه تحت بارهای ترکیبی است، بسیار پیچیده می‌شود. به همین منظور، در این تحقیق، ابتدا روشی برای تعیین تنش مرجع و نقطه‌ی مرجع برای مخازن استوانه‌ای تحت فشار دوار ارائه شده که با استفاده از آن می‌توان عمر خزشی این مخازن را پیش‌بینی کرد. دقت تنش مرجع بدست آمده با نتایج حاصل از حل عددی صحت‌سنجی شده و خطای کمتر از ۱۰ درصد را می‌دهد. سپس از تنش مرجع برای طراحی بهینه مخازن با هدف بیشینه کردن عمر خزشی و ارضای شرط معیار استحکام استفاده شده است. به عنوان نمونه دیاگرام پارامترهای طراحی برای مخازن استوانه‌ای تحت فشار دوار از جنس INCONEL 718 در ذمای ۷۶۰ درجه سانتیگراد ارائه شده است که می‌تواند مورد استفاده طراحان صنعتی قرار گیرد.

**کلمات کلیدی:** طراحی بهینه، خزش، روش تنش مرجع، مخزن استوانه‌ای تحت فشار، عمر خزشی.

### ۱- مقدمه

مخازن استوانه‌ای یکی از پرکاربردترین اجزاء در سامانه‌های مختلف صنعتی و مهندسی هستند. از مهم‌ترین کاربردهای آن می‌توان به مخازن تحت فشار و لوله‌های انتقال در صنایع نفت و گاز، تولید نیرو، رآکتورهای هسته‌ای، سانتریفیوژها و ... اشاره نمود. این مخازن عموماً در معرض فشار داخلی و نیروهای ناشی از دوران در درجه حرارت بالا هستند. به همین دلیل، تجزیه و تحلیل تنش و کرنش ناشی از خزش مخازن استوانه‌ای با دیواره‌ی ضخیم، یکی از موضوعاتی است که توجه بسیاری از پژوهشگران را به خود جذب کرده است.

طیف وسیعی از مخازن جدار ضخیم تحت شرایط خزشی برای حالت‌های مختلف بارگذاری شامل فشار داخلی، بارگذاری سطح خارجی و بارگذاری اینرسی توسط سیم و پنی [۱۳] تجزیه و تحلیل شده است. با فرض شرایط کرنش صفحه‌ای، باتناگار و همکاران [۶،۵] سیلندر دوار همگن تحت فشار داخلی که در معرض حالت پایای خزش می‌باشد را مورد بررسی و تحلیل قرار دادند. همچنین آن‌ها در مطالعه‌ی دیگر، با در نظر گرفتن اثر ناهمسانگردی روی تنش و کرنش، تحلیل خزشی سیلندرهای جدار ضخیم دوار را مورد بررسی قرار دادند [۶]. روش تنش مرجع، پاسخ غیر الاستیک سازه‌ها را توصیف می‌کند. این روش برای ارزیابی رفتار خزشی اجزای بدون عیب و دارای نقص توسعه داده شده است [۸،۱]. یکی دیگر از روش‌های بررسی خزش در مخازن روش‌های تحلیلی - عددی می‌باشد که اکثراً با استفاده از حل معادلات حاکم و اساسی به کمک روش‌های عددی، توزیع تنش و کرنش را در جداره‌ی مخازن بدست می‌آورند [۱۸]. شماره [۱۷] با استفاده از روش‌های تحلیلی- عددی رفتار گذرای مخازن جدار ضخیم دوار غیرهمگن را بررسی نموده است. پنکاج [۱۶ و ۱۵، ۱۰] نیز رفتار الاستو پلاستیک مخازن دوار در درجه حرارت ثابت را با استفاده از روش تغییر شکل‌های محدود پیش‌بینی نموده است. همچنین کشکولی و زمانی‌نژاد [۱۸] تأثیر شار حرارتی را در رفتار خزشی مخازن جدار ضخیم با روش تحلیلی- عددی بررسی نموده‌اند. حسینی و همکاران [۱۱] نیز روش دقیق تحلیلی برای تعیین رفتار خزشی دیسک‌های دوار در معرض فشار داخلی و خارجی را ارائه نموده‌اند. هرچند این روش، به خصوص در بارهای ترکیبی، مورد استفاده‌ی بسیاری دارد [۱۴، ۲] ولی بسیار زمان‌بر بوده و نیاز به امکانات سخت‌افزاری رایانه‌ای پیشرفته دارد. درمقابل، روش‌های تخمینی که عمدتاً بر اساس محاسبه‌ی تنش مرجع استوار هستند قابلیت پیش‌بینی رفتار خزشی سازه‌ها را با زمان حل کوتاه دارند. بنابراین از این روش در بسیاری از کدهای استاندارد از جمله R5 استفاده می‌گردد [۷، ۳].

یکی از چالش‌های مهم در روش‌های تقریبی و تخمینی عمر خزشی، تعیین تنش مرجع در بارهای ترکیبی می‌باشد به همین دلیل، در این مقاله روشی برای تعیین تنش مرجع مخازن استوانه‌ای که تحت بارگذاری ترکیبی ناشی از فشار داخلی و دوران محوری می‌باشند، ارائه شده است. از این روش طی یک مدل‌سازی المان محدود، نتایج حاصل این روش صحت‌گذاری می‌شود. سپس بر اساس تنش مرجع طراحی بهینه مخازن با هدف بیشینه کردن عمر خزشی و با ارضای شرط معیار استحکام انجام شده است. به عنوان نمونه دیگرام پارامترهای طراحی برای مخازن استوانه‌ای دوار از جنس INCONEL 718 در دمای ۷۶۰ درجه سانتیگراد ارائه شده است که می‌تواند مورد استفاده طراحان صنعتی قرار گیرد.

### ۲- تحلیل خزش پایا

مخزن استوانه‌ای مورد نظر در این تحقیق با شعاع داخلی  $a$  و شعاع خارجی  $b$  تحت فشار داخلی  $p$  با سرعت دورانی  $\omega$  در حال چرخش می‌باشد. فرض برقراری شرایط کرنش صفحه‌ای و بارگذاری متقارن محوری در مختصات استوانه‌ای انتخاب شده است. معادله‌ی تعادل در این مختصات مطابق رابطه‌ی (۱) می‌باشد:

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} = \sigma_\theta - \sigma_r - \rho r^2 \omega^2 \quad (1)$$

که در آن،  $r$  فاصله‌ی هر نقطه از دیواره‌ی مخزن از مرکز،  $\rho$  چگالی و  $\sigma$  تنش می‌باشد. زیرنویس‌های  $r$  و  $\theta$  به ترتیب جهت‌های شعاعی و محیطی را نشان می‌دهند. معادله‌ی سازگاری در رابطه‌ی (۲) نشان داده شده است:



2015

ترکیه  
استانبول

دومین کنفرانس بین المللی

رویکردهای نوین در علوم، مهندسی و تکنولوژی

۱۳-۱۲ آبان ماه ۱۳۹۴

$$r \frac{d\dot{\varepsilon}_\theta^c}{dr} = \dot{\varepsilon}_r^c - \dot{\varepsilon}_\theta^c \quad (2)$$

که در آن  $\varepsilon$  کرنش و بالانویس  $c$  نشان دهنده‌ی خزش می‌باشد. از اصل عدم تغییر حجم در پلاستیسیته رابطه‌ی (۳) را می‌توان نتیجه گرفت:

$$\dot{\varepsilon}_\theta^c + \dot{\varepsilon}_r^c + \dot{\varepsilon}_z^c = 0 \quad (3)$$

در رابطه‌ی (۳) زیرنویس  $z$  جهت طولی را نشان می‌دهد. با توجه به فرض کرنش صفحه‌ای ( $\dot{\varepsilon}_z^c = 0$ ) از رابطه‌ی (۳)  $\dot{\varepsilon}_\theta^c = -\dot{\varepsilon}_r^c$  حاصل می‌شود. با ترکیب عبارت حاصل با معادله‌ی (۲)، رابطه‌ی نرخ کرنش خزشی شعاعی و محیطی بدست می‌آید:

$$\frac{d\dot{\varepsilon}_r^c}{dr} = -\frac{2\dot{\varepsilon}_r^c}{r} \Rightarrow \dot{\varepsilon}_r^c = -\dot{\varepsilon}_\theta^c = \frac{C_1}{r^2} \quad (4)$$

در رابطه‌ی بالا  $C_1$  ثابت انتگرال‌گیری می‌باشد. تنش مؤثر و نرخ کرنش خزشی مؤثر بترتیب از رابطه‌های (۵) و (۶) محاسبه می‌شوند:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2} \quad (5)$$

$$\bar{\varepsilon}^c = \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{(\dot{\varepsilon}_r^c)^2 + (\dot{\varepsilon}_\theta^c)^2 + (\dot{\varepsilon}_z^c)^2} \quad (6)$$

با جایگذاری رابطه‌ی (۴) در رابطه‌ی (۶) نرخ کرنش خزشی مؤثر حاصل می‌شود:

$$\bar{\varepsilon}^c = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{C_1}{r^2} \quad (7)$$

با توجه به برقراری کرنش صفحه‌ای و قانون سیلان پیرانتل-روس (Prandtl - Reuss)  $\dot{\varepsilon}_z^c = \lambda S_{zz}$  که در آن  $S$  تنش انحرافی می‌باشد، می‌توان نوشت:

$$\sigma_z = \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (8)$$

با جایگذاری  $\sigma_z$  در رابطه‌ی (۵) تنش مؤثر بدست می‌آید:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3}}{2} |\sigma_\theta - \sigma_r| \quad (9)$$

چون تحلیل پایای خزشی مد نظر است، رابطه‌ی بین نرخ کرنش خزشی مؤثر با تنش مؤثر، بصورت رابطه‌ی نورتون [۸] بیان می‌شود:

$$\frac{d\bar{\varepsilon}^c}{dt} = B \sigma_e^m \quad (10)$$

در این رابطه‌ی  $B$  و  $m$  ثابت معادله‌ی خزش می‌باشند که مقدار آن‌ها به جنس ماده‌ی مورد بررسی وابسته است. از ترکیب معادلات (۱) و (۹) خواهیم داشت:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3}}{2} \left[ r \frac{d\sigma_r}{dr} + \rho \omega^2 r \right] \quad (11)$$

از ترکیب معادلات (۷) و (۱۰) خواهیم داشت:

$$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{C_1}{r^2} = B \sigma_e^m \quad (12)$$

از ترکیب معادلات (۱۱) و (۱۲) خواهیم داشت:

$$\frac{C_1}{r^2} = \left[ \frac{\sqrt{3}}{2} \left( r \frac{d\sigma_r}{dr} + \rho \omega^2 r \right) \right]^m B \quad (13)$$

با انتگرال گیری و انجام یک سری محاسبات ریاضی خواهیم داشت:

$$\sigma_r(r) = \frac{-m}{\sqrt{3}} \left( \frac{2C_1}{B\sqrt{3}} \right)^{\frac{1}{m}} r^{-\frac{2}{m}} - \frac{\rho r^2 \omega^2}{2} + C_2 \quad (14)$$

که  $C_2$  ثابت انتگرال گیری می باشد. شرایط مرزی برای تنش بصورت زیر خواهد بود:

$$\begin{cases} \sigma_r(r=a) = -p \\ \sigma_r(r=b) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

با اعمال شرایط مرزی (15) ثوابت  $C_1$  و  $C_2$  بدست می آید:

$$\begin{cases} C_1 = \left( B \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \left[ \frac{\sqrt{3} \frac{p}{m} + \frac{\sqrt{3} \rho \omega^2 (b^2 - a^2)}{2m}}{a^{-\frac{2}{m}} - b^{-\frac{2}{m}}} \right]^m \\ C_2 = -P + \rho a^2 \frac{\omega^2}{2} + \frac{a^{-\frac{2}{m}} (\rho \omega^2 (\frac{a^2 - b^2}{2}) - P)}{b^{-\frac{2}{m}} - a^{-\frac{2}{m}}} \end{cases} \quad (16)$$

که با جایگذاری  $C_1$  و  $C_2$  در معادله (14) مقدار  $\sigma_r$  بدست خواهد آمد:

$$\sigma_r(r) = \frac{p}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - \left( \frac{b}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 + \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - 1 \right] \right] \quad (17)$$

با جایگذاری در رابطه (1)، تنش محیطی بدست می آید:

$$\sigma_\theta(r) = \frac{p}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \frac{m-2}{m} \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - \left( \frac{b}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 + \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{m-2}{m} \right) \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - 1 \right] \right] \quad (18)$$

و با جایگذاری  $\sigma_r$  و  $\sigma_\theta$  در رابطه (8) تنش محوری محاسبه می شود:

$$\sigma_z(r) = \frac{p}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \frac{m-1}{m} \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - \left( \frac{b}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 + \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{m-1}{m} \right) \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - 1 \right] \right] \quad (19)$$

با جایگذاری روابط (17) و (18) در رابطه (9) تنش مؤثر بدست می آید:

$$\sigma_e(r) = \frac{p}{1 - (b/a)^{-\frac{2}{m}}} \left( \frac{\sqrt{3}}{m} \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right) + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \left[ \frac{(b/a)^2 - 1}{1 - (b/a)^{-\frac{2}{m}}} \left( \left( \frac{\sqrt{3}}{m} \right) \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right) \right] \quad (20)$$

با توجه به اینکه توزیع تنش بدست آمده به ضریب  $B$  معادله ساختاری خزش بستگی ندارد، لذا برای تعیین نقطه و تنش مرجع در مخزن، بایستی توزیع تنش بی بعد در جداره ی آن را به ازای مقادیر مختلف  $m$  تعیین نمود. نقطه ی مرجع، نقطه ای است که مقدار تنش در آن به ازای  $m$  های متفاوت (جنس های متفاوت) یکسان می باشد. بنابراین مقدار تنش بی بعد در این نقطه مستقل از جنس مخزن خواهد بود که این امر اهمیت آن را آشکار می سازد. با استفاده از مقدار این تنش می توان رفتار سازه را به داده های تجربی حاصل از آزمایش خزش تک محوری مرتبط ساخت به همین دلیل محاسبه ی تنش مرجع از اهمیت ویژه ای برخوردار است [11].

هرگاه  $m$  مقدار خیلی بزرگی را اختیار کند، آنگاه با میل دادن آن به سمت بی نهایت در حالت حدی، توزیع تمام تنش ها در مقطع ثابت خواهد بود. در این حالت ماده الاستیک-کاملاً پلاستیک فرض می شود که در یک فشار یا سرعت زاویه ای مشخص کل مقطع مخزن پس از خزش پایا به حالت پلاستیک (تسلیم) می رسد. این فشار یا سرعت دورانی معین بار واماندگی پلاستیک



2015

ترکیه  
استانبول

دومین کنفرانس بین المللی

رویکردهای نوین در علوم، مهندسی و تکنولوژی

۱۳-۱۲ آبان ماه ۱۳۹۴

(Plastic Collapse) نامیده می‌شود. فشار  $P_L$  در رابطه‌ی (۲۰) با اختیار  $\omega = 0$  و میل دادن  $m$  به بی‌نهایت و مساوی قرار دادن تنش مؤثر با تنش تسلیم،  $\sigma_Y$ ، بدست می‌آید:

$$p_L = \frac{2\sigma_Y}{\sqrt{3}} \text{Ln} \left( \frac{b}{a} \right) \quad (21)$$

همچنین  $\omega_L$  در رابطه‌ی (۲۰) با اختیار  $p = 0$  و میل دادن  $m$  به بی‌نهایت و مساوی قرار دادن تنش مؤثر با تنش تسلیم بدست می‌آید:

$$\omega_L = \sqrt{\frac{4\sigma_Y \text{Ln} \frac{b}{a}}{\sqrt{3}\rho a^2 \left[ \left( \frac{b}{a} \right)^2 - 1 \right]}} \quad (22)$$

از طرفی رابطه‌ی بین تنش مرجع و بارهای واماندگی پلاستیک بصورت زیر بیان می‌شود [۷]:

$$\sigma_R = \frac{p}{p_L} \sigma_Y \quad (23)$$

$$\sigma_R = \frac{\omega}{\omega_L} \sigma_Y \quad (24)$$

با توجه به مفهوم تنش مرجع که به ازای جنس‌های مختلف (مقادیر مختلف  $m$ ) یکسان است، تنش مرجع مخزن تحت بار فشار داخلی و سرعت دورانی به ترتیب بصورت روابط زیر خواهد بود:

$$\sigma_R)_p = \frac{\sqrt{3}p}{2\text{Ln} \left( \frac{b}{a} \right)} \quad (25)$$

$$\sigma_R)_\omega = \frac{\sqrt{3}\rho a^2 \omega^2 \left[ \left( \frac{b}{a} \right)^2 - 1 \right]}{4\text{Ln} \left( \frac{b}{a} \right)} \quad (26)$$

در حالت بارگذاری با فشار داخلی و یا سرعت دورانی، با مساوی قرار دادن رابطه‌ی (۲۰) با تنش‌های مرجع متناظر با هر حالت، نقطه‌ی مرجع بصورت زیر بدست می‌آید:

$$r_R = \sqrt{\frac{2a^2 \text{Ln} \left( \frac{b}{a} \right)}{1 - \left( \frac{a}{b} \right)^2}} \quad (27)$$

به منظور تعیین تنش مرجع در حالت بارگذاری ترکیبی می‌توان از اصل برهم‌نهی الهام گرفت. این اصل در بارگذاری الاستیک خطی اعتبار دارد در حالی که رفتار خزشی سازه‌ها غیرخطی و پلاستیک می‌باشد. به همین دلیل لازم است رابطه‌ی برگرفته از اصل برهم‌نهی را با ضرایب تصحیح  $\alpha_i$  و  $\beta_i$  اصلاح نمود که تعیین این ضرایب با در نظر گرفتن دقت مورد نظر و مقایسه‌ی نتایج انجام می‌گیرد. بنابراین، رابطه‌ی پیشنهادی در حالت کلی بصورت زیر خواهد بود:

$$(\sigma_R)_{com} = \sum_{i=1}^q \alpha_i (\sigma_{R,i})^{\beta_i} \quad (28)$$

که در آن  $(\sigma_R)_{com}$  تنش مرجع برای بارگذاری ترکیبی و  $\sigma_{R,i}$  تنش مرجع برای هر بارگذاری مستقل  $i$  می‌باشد. ضرایب  $\alpha_i$  و  $\beta_i$  با استفاده از مقایسه‌ی نتایج و دقت مورد نظر تعیین می‌گردد. مقدار تنش مرجع برای مخزن تحت فشار داخلی همراه با سرعت دورانی برابر خواهد بود با:

$$\sigma_R = \alpha_p \sigma_{R,p}^{\beta_p} + \alpha_\omega \sigma_{R,\omega}^{\beta_\omega} \quad (29)$$

$$\sigma_R = \alpha_p \left[ \frac{\sqrt{3}p}{2 \left( \ln \frac{b}{a} \right)} \right]^{\beta_p} + \alpha_\omega \left[ \frac{\sqrt{3} \rho a^2 \omega^2 \left[ \left( \frac{b}{a} \right)^2 - 1 \right]}{4 \ln \frac{b}{a}} \right]^{\beta_\omega} \quad (30)$$

برای اولین انتخاب، مقدار ضرایب تصحیح برابر یک فرض می‌شود. صحت این فرض در ادامه با مقایسه‌ی نتایج ارزیابی خواهد شد و در صورت نیاز، مقادیر فرض شده اصلاح می‌گردد. بنابراین تنش مرجع برای استوانه دوار تحت فشار داخلی به صورت رابطه (۳۱) ارائه می‌شود:

$$\sigma_R = \frac{\sqrt{3}}{4} a^2 \left( \frac{2P}{a^2} + \rho \omega^2 (R^2 - 1) \right) \frac{1}{\ln R} \quad (31)$$

که در آن R نسبت شعاع خارجی به شعاع داخلی مخزن می‌باشد.

### ۳- طراحی بهینه عمر خزشی

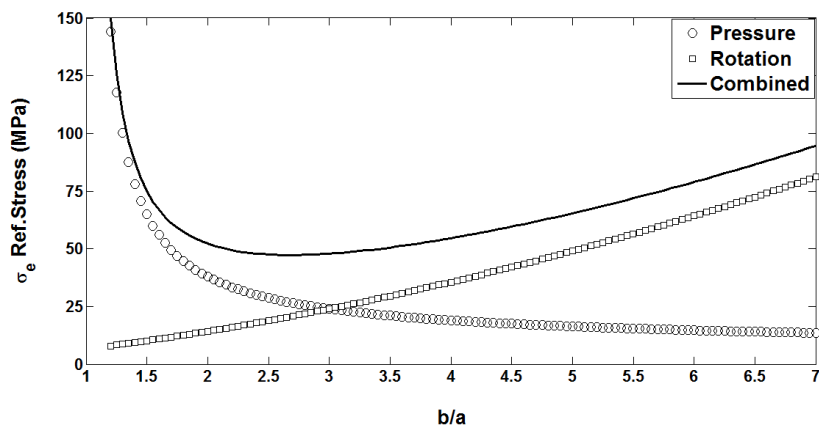
در راستای طراحی بهینه مخازن استوانه‌ای جدار ضخیم برای بیشینه کردن عمر خزشی در یک دما، فشار و سرعت دورانی کاری معین، تعیین ضخامت مخزن از اهمیت بالایی برخوردار است. از این رو، با ثابت نگه داشتن شعاع داخلی مخزن برای طراحی مخزن با حجم معین تنها با تغییر مقدار شعاع خارجی یا همان R میتوان ضخامت بهینه برای کمینه کردن تنش مرجع به ازای فشار داخلی و سرعت دورانی معین را بدست آورد.

$$\frac{d\sigma_R}{dR} = \frac{\sqrt{3}}{4} a^2 \left[ \frac{2R \rho \omega^2 \ln(R) - \frac{1}{R} \left( \frac{2P}{a^2} + \rho \omega^2 (R^2 - 1) \right)}{(\ln R)^2} \right] = 0 \quad (32)$$

در اینصورت خواهیم داشت:

$$\frac{P}{\frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2} = \left[ 1 + R_{opt}^2 \left( \ln(R_{opt}^2) - 1 \right) \right] \quad (33)$$

با توجه به رابطه (۳۳) به ازای یک فشار و سرعت دورانی معین تنها یک مقدار  $R_{opt}$  وجود دارد که مقدار تنش مرجع را کمینه می‌کند. در این صورت عمر خزشی مخزن بیشینه خواهد شد. از این رو شکل (۱) نمودار تنش مرجع را در هر سه حالت بارگذاری فشار داخلی، دوران محوری و حالت بار ترکیبی به ازای نسبت‌های شعاعی مختلف ارائه می‌دهد. این نمودار به ازای فشار ۳۰ مگاپاسکال و سرعت دورانی ۳۱۲ رادیان بر ثانیه رسم شده است.



شکل (۱) تغییرات تنش مرجع به ازای نسبت‌های شعاعی مختلف در حالت: فشار داخلی، دوران محوری و بار ترکیبی

بر اساس شکل (۱) با افزایش ضخامت مخزن، سهم دوران در مقدار تنش مرجع و به تبع آن عمر خزشی افزایش می‌یابد و با کاهش ضخامت، اثر فشار داخلی مشهودتر است. با توجه به شکل (۱)، در حالت بار گذاری ترکیبی حداقل میزان تنش مرجع در یک فشار و سرعت معین تنها در یک ضخامت خاص حاصل می‌شود. این نتیجه را می‌توان به ازای هر فشار و سرعت معین تعیین داد و یک ضخامت بهینه برای کمینه‌سازی تنش مرجع و در نتیجه عمر خزشی بیشینه ارائه نمود. این هدف در حقیقت با رابطه (۳۳) تأمین می‌شود. در هر حال از نظر صنعتی مشخصات مخزن باید طوری تعیین شود که عمر خزشی طراحی را داشته باشد که این نیز علاوه بر هندسه مخزن به درجه حرارت کاری و جنس آن وابسته است. رابطه (۳۴) به ازای هر ضخامت بهینه یک فشار و سرعت دورانی معینی را ارائه می‌دهد که عمر خزشی بدست آمده از آزمایش تک محوری به ازای تنش  $S_R$  را تأمین می‌کند.

$$P \leq -\frac{1}{2}(R^2 - 1)\rho a^2 \omega^2 + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln(R) S_R \quad (34)$$

نمودار لارسون میلر، رابطه بین دما، تنش و عمر خزشی را نشان می‌دهد که با استفاده از آن می‌توان به ازای دماهای مختلف عمر خزشی را تعیین نمود [۴]. در عین حال باید توجه داشت که انتخاب سرعت و فشار، علاوه بر معیار عمر خزشی با معیار استحکام نیز محدود می‌شود. مقدار تنش ون-میسز بیشینه در جداره داخلی مخزن در حالت الاستیک، بعنوان معیار طراحی استحکام بصورت زیر می‌باشد:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3}R^2}{R^2 - 1} P + \frac{\sqrt{3}}{2} \rho a^2 R^2 \omega^2 \quad (35)$$

برای تأمین ضریب اطمینان SF در طراحی رابطه زیر برقرار می‌شود.

$$P \leq -\frac{1}{2}(R^2 - 1)\rho a^2 \omega^2 + \frac{R^2 - 1}{\sqrt{3}R^2 SF} \sigma_y \quad (36)$$

که در آن  $\sigma_y$  تنش تسلیم ماده در دمای کاری می‌باشد.

در حقیقت ابتدا برای یک فشار و سرعت دورانی معین، یک ضخامت بهینه ارائه شده است که حداقل تنش مرجع در مخزن حاصل می‌شود. سپس بر اساس دمای کاری مخزن میتوان عمر خزشی آن را با در نظر گرفتن معیار واماندگی استحکام پیش‌بینی کرد.

#### ۴- تحلیل عددی

در این تحلیل از روش المان محدود برای خزش پایای مخزن استوانه‌ای به کمک نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است. در سه حالت (فقط فشار داخلی، فقط دوران محوری و حالت ترکیبی فشار و دوران) با استفاده از خروجی‌های نرم‌افزار، توزیع تنش شعاعی،

محوری و محیطی و در نهایت تنش مؤثر در جداره‌ی مخزن بدست آمده است. با توجه به این که توان رابطه‌ی نورتون ( $m$ ) برای بیشتر مواد صنعتی با کاربرد در درجه حرارت بالا بین ۳ تا ۹ می‌باشد [۴]، توزیع تنش مؤثر در جداره‌ی مخزن برای ضرایب توان نورتون  $m = 1, 4, 9$  بر اساس حل عددی بدست آمده و مقدار تنش مرجع و نقطه‌ی مرجع تعیین شده است. به منظور بررسی صحت و دقت حل‌های عددی، تنش‌های مرجع بدست آمده در هر حالت با مقادیر حاصل از حل تحلیلی مقایسه شده‌اند. برای کاهش زمان محاسبات عددی المان محدود، مخزن بصورت متقارن محوری مدل‌سازی شده است. خطای قابل قبول برای محاسبه کرنش، مقدار  $1 \times 10^{-5}$  تعریف شده است. برای شبکه‌بندی از المان‌های ریز با اندازه  $0.1/0.1$  شعاع داخلی مخزن استفاده شده است و همچنین بر اساس همگرایی پاسخ‌های حاصل، تعداد ۲۲۰۰۰ المان در هر مقطع طولی برای حل عددی انتخاب شده است.

### ۵- نتایج

جهت صحت‌سنجی نتایج حاصل از حل عددی و تحلیلی نمودارهای بی‌بعد مولفه‌های تنش را در جداره‌ی مخزن به ازای  $m$ ‌های مختلف تعیین و نقطه‌ی مرجع و تنش مرجع محاسبه می‌شود. با توجه به ابعاد و خواص مکانیکی مخزن، فشار و سرعت دورانی پلاستیک کامل به ترتیب  $253/7$  مگاپاسکال و  $90/1/8$  رادیان بر ثانیه می‌باشند. به منظور تأمین ضریب اطمینان مناسب، در حل تحلیلی و عددی، فشار داخلی  $P = 0.25P_L$  و سرعت دورانی  $\omega = 0.35\omega_L$  فرض شده است. خواص مکانیکی مربوط به ماده INCONEL 718 در دمای  $760$  درجه سانتیگراد بصورت جدول (۱) می‌باشد:

جدول (۱) ابعاد هندسی و مشخصات مکانیکی مخزن استوانه‌ای [۱۵]

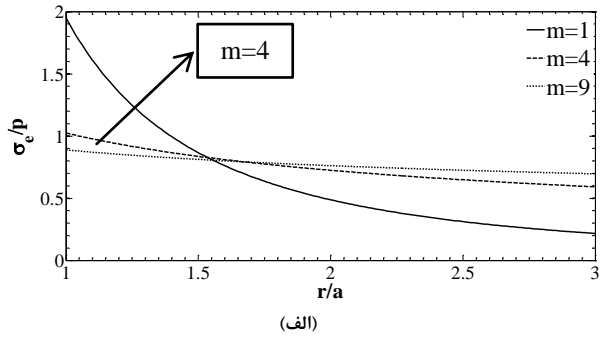
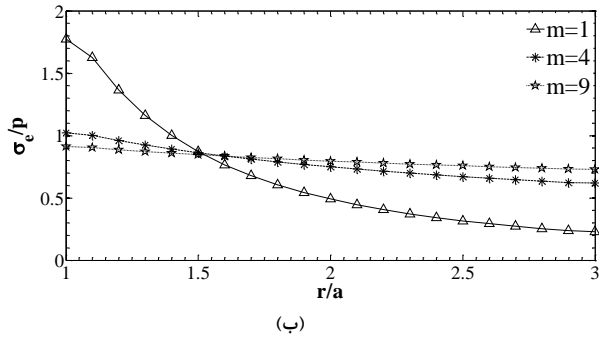
$a = 0.1 [m]$	شعاع داخلی
$b/a = 3$	نسبت شعاعی
$\sigma_y = 758 [MPa]$	تنش تسلیم
$E = 210 [GPa]$	مدول الاستیک
$\nu = 0.3$	ضریب پواسون
$\rho = 7800 [Kg/m^3]$	چگالی
$S_R = 172 [MPa]$	تنش معیار برای عمر خزشی ۱۰۰۰ ساعت
$S_R = 125 [MPa]$	تنش معیار برای عمر خزشی ۱۰۰۰۰ ساعت

شکل (۲) توزیع تنش بی‌بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت فشار داخلی ۶۶ مگاپاسکال را نشان می‌دهد. شکل (۲-الف) نتایج حاصل از روش تحلیلی و شکل (۲-ب) نتایج حاصل از تحلیل المان محدود را ارائه می‌دهند. توزیع تنش مؤثر به ازای  $m = 1$  همان حالت تنش‌های الاستیک است و به ازای مقادیر دیگر  $m$ ، توزیع تنش مؤثر مربوط به حالت خزش پایا می‌باشد. با توجه به توزیع مجدد تنش (Stress Redistribution) در اثر وقوع پدیده خزش در مخزن، میزان تنش مؤثر در سطح داخلی مخزن کاهش یافته است. با توجه به توزیع تنش ارائه شده در شکل (۲)، محل تقاطع منحنی‌ها، نقطه و تنش مرجع را نشان می‌دهند که در روش المان محدود و تحلیلی به ترتیب حدود  $56/1$  و  $52$  مگاپاسکال می‌باشند.

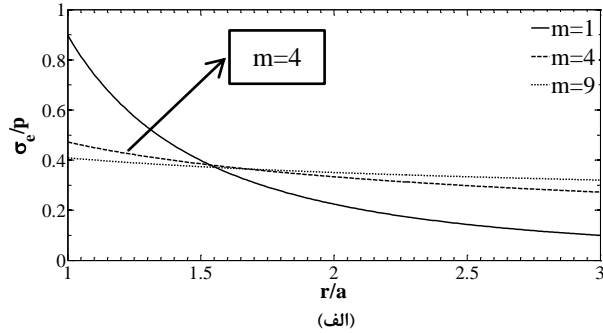
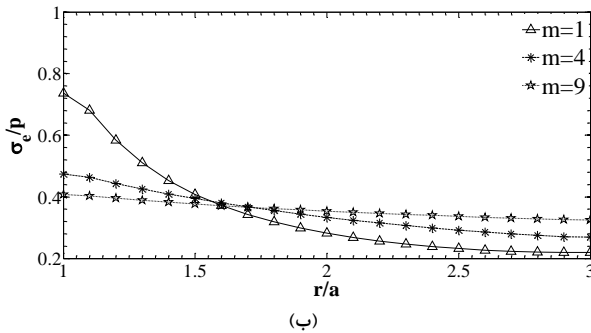
شکل (۳) توزیع تنش بی‌بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت دوران محوری را نشان می‌دهد. همانند شکل قبل نقطه‌ی مرجع در این شکل نیز مشاهده می‌شود. تنش مرجع بدست آمده در این بارگذاری در حل عددی حدود  $24/19$  مگاپاسکال و در روش تحلیلی  $23/94$  مگاپاسکال است.

شکل (۴) توزیع تنش بی‌بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت بارگذاری ترکیبی (فشار داخلی و دوران محوری) را نشان می‌دهد. تنش مرجع بدست آمده در این بارگذاری در روش المان محدود حدود  $76/9$  مگاپاسکال و در روش تحلیلی  $75/94$  مگاپاسکال است.

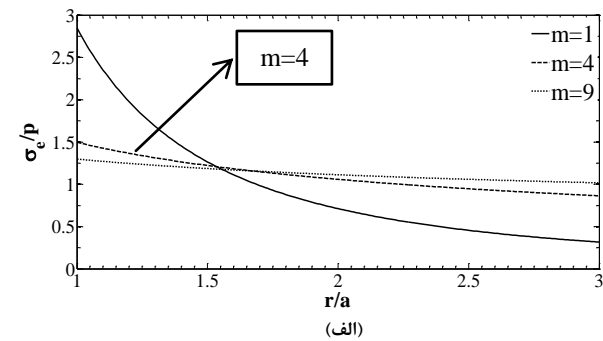
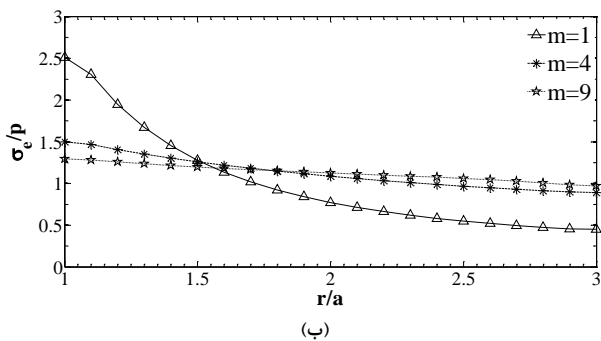




شکل (۲) توزیع تنش بی بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت فشار داخلی ۶۶ مگاپاسکال الف- حل تحلیلی ب- حل عددی



شکل (۳) توزیع تنش بی بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت دوران محوری الف- حل تحلیلی ب- حل عددی



شکل (۴) توزیع تنش بی بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت بارگذاری ترکیبی الف- حل تحلیلی ب- حل عددی

نقطه‌ی مرجع در حل تحلیلی برای هر سه حالت بارگذاری یکسان و  $r/a=1.57$  بدست آمده است. در حالت بارگذاری فشار داخلی نقطه‌ی مرجع در روش المان محدود  $r/a=1.62$  می‌باشد. علت این اختلاف به این دلیل است که در روش تحلیلی، محل نقطه‌ی مرجع از محل تقاطع منحنی الاستیک و منحنی مربوط به ماده‌ی الاستیک-کاملاً پلاستیک بدست آمده است، اما محل نقطه‌ی مرجع در تحلیل عددی برای مقادیر مختلف توان رابطه‌ی نورتون، محاسبه شده است و بنابراین واقعی‌تر است.

جدول (۲)، تنش مرجع بدست آمده در هر سه حالت بارگذاری با روش‌های تحلیلی و عددی را نشان می‌دهد. بر اساس نتایج بدست آمده، تنش مرجع برای بارگذاری ترکیبی، با استفاده از رابطه‌ی (۳۰) با خطای ۱/۲۶ درصد، نسبت به مقدار حاصل از حل عددی، بدست می‌آید. تنش مرجع در این حالت عملاً برابر با مجموع تنش‌های مرجع بدست آمده از حالت‌های بارگذاری فشار

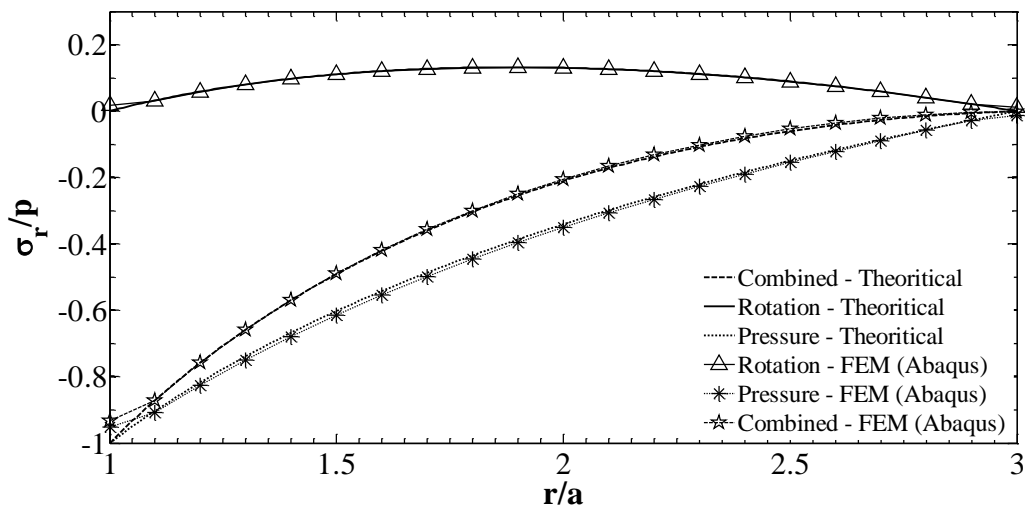


داخلی و دوران محوری به طور جداگانه می‌باشد. با توجه به این که در مطالعات خزشی تعیین ضرایب مربوط به معادلات اساسی دشوار بوده و نیز بررسی تجربی رفتار خزشی سازه‌ها نیز بسیار پرهزینه است لذا این مقدار خطا با عنایت به سهولت استفاده از روش تنش مرجع قابل قبول است. پس دقت رابطه‌ی پیشنهادی برای تخمین مقدار تنش مرجع با ضرایب  $\alpha_i$  و  $\beta_i$  برابر یک مورد تأیید قرار می‌گیرد.

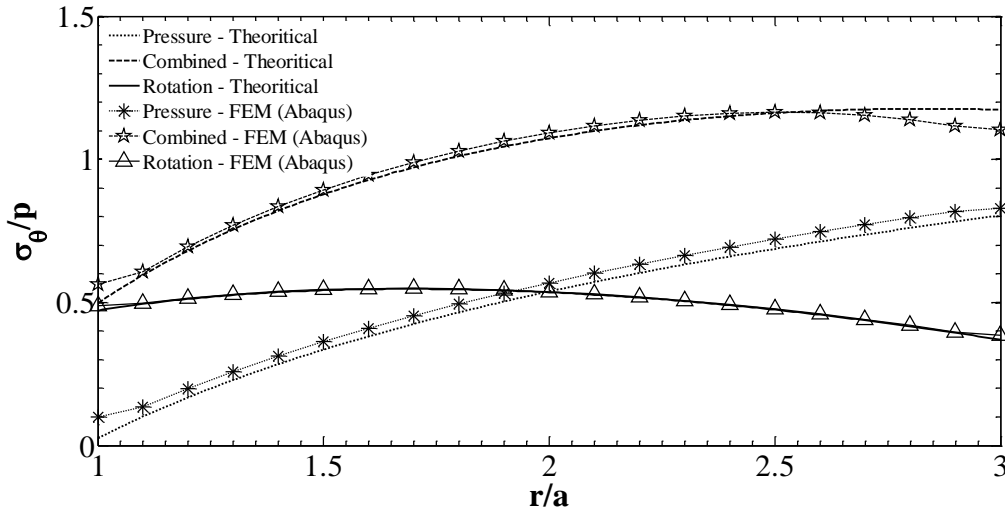
جدول (۲) مقایسه‌ی مقدار تنش مرجع بر حسب مگا پاسکال در هر سه حالت بارگذاری

نوع بارگذاری	تحلیلی	عددی	رابطه‌ی پیشنهادی	درصد خطا
$P = 66 [MPa]$ $\omega = 0$	۵۲	۵۶/۱	-	۷/۸۸
$P = 0$ $\omega = 312 [rad/sec]$	۲۳/۹۴	۲۴/۱۹	-	۱/۰۴
$P = 66 [MPa]$ $\omega = 312 [rad/sec]$	-	۷۶/۹	۷۵/۹۴	۱/۲۶

شکل‌های (۵) و (۶) توزیع تنش بی‌بعد شعاعی و محیطی را در راستای جداره مخزن در سه حالت بارگذاری مختلف به روش تحلیلی و عددی نشان می‌دهند. واضح است که در هر حالت بارگذاری تطبیق بسیار خوبی بین داده‌های عددی و نتایج حاصل از روش حل تحلیلی مشاهده می‌شود که صحت و دقت تحلیل المان محدود را نشان می‌دهد.

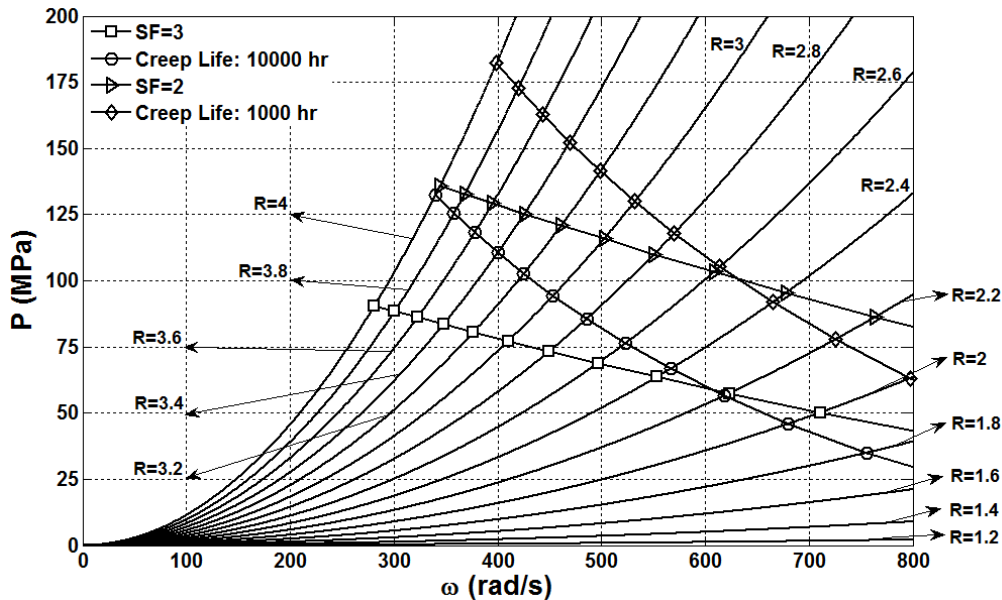


شکل (۵) توزیع تنش بی‌بعد شعاعی در جداره مخزن در سه حالت بارگذاری مختلف به روش تحلیلی و عددی



شکل (۶) توزیع تنش بی بعد محیطی در جداره مخزن در سه حالت بارگذاری مختلف به روش تحلیلی و عددی

معادلات (۳۴) و (۳۶) به عنوان قیدهای طراحی استحکام و طراحی عمر خزشی برای بهینه سازی ضخامت مخازن استوانه‌ای هستند. از محل تقاطع منحنی ضریب اطمینان استحکام و منحنی عمر ثابت خزشی با منحنی ضخامت‌های بهینه، محدودیتی در انتخاب پارامترهای طراحی لحاظ می‌شود. شکل (۷) این محدودیت‌ها را برای ضریب اطمینان استاتیکی ۳ و ۲ و عمرهای خزشی ۱۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ ساعت در دمای ۷۶۰ درجه سانتیگراد نشان می‌دهد.



شکل (۷) دیاگرام تعیین نسبت شعاعی بهینه برای مخزن استوانه‌ای تحت فشار دوار بر اساس معیار عمر خزشی بیشینه و قید استحکام. جنس مخزن آلیاژ INCONEL 718 در ۷۶۰ درجه سانتیگراد.

با لحاظ معیارهای عمر خزشی بیشینه و قید ضریب اطمینان مناسب از نظر استحکام، می‌توان به کمک معادلات بدست آمده و مشخصات فیزیکی جنس مورد نظر از نظر تنش تسلیم و عمر خزشی دیاگرامی مانند آنچه در شکل (۷) را بدست آورد. این دیاگرام

برای مخزن تحت فشار دوار از جنس INCONEL 718 در درجه حرارت ۷۶۰ درجه سانتیگراد رسم شده است. از محل تقاطع منحنی ضریب اطمینان طراحی و منحنی عمر ثابت خزشی با منحنی نسبت شعاع بهینه R، می توان مشخصات مخزن بهینه را تعیین نمود. بطور کلی با توجه به شکل (۷) یکی از معیارهای طراحی (استاتیکی و خزشی) تعیین کننده خواهد بود. می توان به این نتیجه دست یافت که بسته به عمر خزشی که برای آن طراحی می کنیم، اگر سرعت دورانی از حد معینی بیشتر باشد (یا فشار داخلی از حد معینی کمتر باشد)، آنگاه معیار خزشی عامل تعیین کننده در طراحی خواهد بود و اگر فشار از حد معینی بالاتر و سرعت دورانی از حد معینی کمتر باشد طراحی استاتیکی ملاک خواهد بود. می توان این فشار و سرعت دورانی را حالت گذار طراحی نامید. به بیان دیگر به ازای فشار و سرعت دورانی کاری معین می توان از طریق دیاگرام شکل (۷) ضخامت بهینه، حداکثر عمر خزشی مخزن و ضریب اطمینان استحکام آن را پیش بینی نمود.

معیار استفاده از تنش مرجع در پیش بینی عمر خزشی یکی از موارد تقریبی اما بسیار پر کاربرد در صنایع می باشد. با توجه به شکل (۴) حداکثر مقدار تنش در جداره داخلی رخ می دهد که مقدار آن از مقدار تنش مرجع بزرگتر است. باید توجه داشت که انتخاب تنش بیشینه به عنوان معیار طراحی، وابستگی عمر خزشی با جنس (ضریب خزشی ماده) را ایجاد می کند. برای مخازن تحت فشار دوار که در صنایع استفاده می شوند مقدار ثابت خزشی  $m$  در محدوده ی بین ۳ تا ۹ می باشد [۴]. جدول (۳) نسبت بیشینه تنش به تنش مرجع را به ازای  $m$  های مختلف نشان می دهد.

جدول (۳) نسبت تنش بیشینه به تنش مرجع در مقادیر مختلف ثابت خزشی

ثابت خزشی (m)	$\sigma_{max} / \sigma_R$
۳	۱/۲۳
۴	۱/۱۶
۹	۱/۰۴

نتایج فوق از شکل (۴) استخراج شده است. به طور تقریبی می توان بیان کرد که تنش ماکزیمم و تنش مرجع رابطه ای خطی از طریق پارامتر  $\frac{1}{m}$  با یکدیگر دارند:

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_R} = \frac{0.84}{m} + 0.95 \quad (37)$$

به ازای مقادیر مختلف  $m$  می توان به طور تقریبی تنش مرجع را به عنوان معیار قرار داد، اما به طور کلی می توان برای اطمینان بیشتر در طراحی عمر خزشی، اثر تنش بیشینه را از طریق رابطه (۳۷) لحاظ نمود.

## ۶- نتیجه گیری

مخازن تحت فشار که در درجه حرارت بالا با دوران محوری کار می کنند در صنایع پیشرفته ی امروزی به خصوص صنایع نفت و گاز و تولید نیرو کاربرد فراوانی دارند و به همین دلیل، بررسی رفتار خزشی آن ها به منظور طراحی صحیح مخازن ضروری به نظر می رسد. در این مقاله روشی برای تعیین تنش مرجع برای مخازن تحت بارگذاری ترکیبی پیشنهاد شده است و مقایسه ی نتایج با داده های حاصل از روش المان محدود (حل عددی)، دقت رابطه ی پیشنهادی را تأیید نموده است. از این رابطه به سهولت می توان جهت تعیین تنش مرجع در مخازن با بار ترکیبی استفاده نموده و با ترتیب دادن آزمایش تجربی خزش تک محوری با تنش مذکور، می توان عملاً رفتار سازه را پیش بینی نمود. بر این اساس، دیاگرام طراحی برای مخزنی از جنس INCONEL 718 ارائه شده است که ضخامت بهینه مخزن با شرط عمر خزشی بیشینه را ارائه می دهد. شایان ذکر است که علی رغم اهمیت و کاربردی بودن دیاگرام مذکور، تهیه آن نیاز به بررسی تحلیلی یا عددی رفتار خزشی مخازن ندارد و تنها به کمک معادلات ساده تدوین می شود.



در مورد مخزن با جنس مورد نظر نتایج نشان می‌دهند که با افزایش سرعت دورانی، خزش عامل تعیین کننده طراحی می‌باشد در حالی که در سرعت‌های دورانی کم، عامل تعیین کننده، قید استحکام یا ضریب اطمینان می‌باشد. علاوه بر آن، مشاهده می‌شود که به ازای عمرهای خزشی بالا قید استحکام اهمیت خود را از دست می‌دهد.

#### ۷- فهرست منابع

- 1- H. Chen, Z. Cen, B. Xu, and S. Zhan, A numerical method for reference stress in the evaluation of structure integrity, *International journal of pressure vessels and piping*, 1997, vol. 71, pp. 47-53.
- 2- H. Jahed and J. Bidabadi, An axisymmetric method of creep analysis for primary and secondary creep, *International journal of pressure vessels and piping*, vol. 80, 2003, pp. 597-606.
- 3- I. W. Goodall, R. A. Ainsworth, Assessment procedure for the high temperature response of structures, *International Union of Theoretical and Applied Mechanics*, 1991, pp. 303-311
- 4- J. F. dos Reis Sobrinhoa and L. de Oliveira Buenob, "Correlation Between Creep and Hot Tensile Behaviour for 2.25 Cr-1Mo Steel from 500°C to 700°C. Part 2: An Assessment According to Different Parameterization Methodologies," *Revista Matéria*, vol. 10, pp. 463-471, 2005.
- 5- N. Bhatnagar, P. Kulkarni, and V. Arya, Creep analysis of an internally pressurised orthotropic rotating cylinder, *Nuclear engineering and design*, 1984, vol. 83, pp. 379-388.
- 6- N. Bhatnagar, P. Kulkarni, and V. Arya, Creep analysis of orthotropic rotating cylinders considering finite strains, *International journal of non-linear mechanics*, 1986, vol. 21, pp. 61-71.
- 7- J. Jelwan, M. Chowdhury, and G. Pearce, Creep life design criterion and its applications to pressure vessel codes, *Materials Physics and Mechanics*, 2011, vol. 11, pp. 157-182.
- 8- R. K. Penny and D. L. Marriott, *Design for creep*, Springer Science & Business Media, 1995.
- 9- M. Davoudi Kashkoli and M. Zamani Nejad, Effect of Heat Flux on Creep Stresses of Thick-Walled Cylindrical Pressure Vessels, *Journal of Applied Research and Technology*, 2014, vol. 12, pp. 585-597.
- 10- T. Pankaj, Elastic-plastic transition stresses in rotating cylinder by finite deformation under steady-state temperature, *Thermal Science*, 2011, vol. 15, p. 537.
- 11- Z. Hoseini, M. Zamani Nejad, A. Niknejad, and M. Ghannad, New exact solution for creep behavior of rotating thick-walled cylinders, *Journal of Basic and Applied Scientific Research*, 2011, vol. 1, pp. 1704-1708.
- 12- NRII Creep Data Sheet, No.3B, (1986).
- 13- R. Sim and R. Penny, Plane strain creep behaviour of thick-walled cylinders, *International Journal of Mechanical Sciences*, 1971, vol. 13, pp. 987-1009.
- 14- H. Altenbach, Y. Gorash, and K. Naumenko, Steady-state creep of a pressurized thick cylinder in both the linear and the power law ranges, *Acta Mechanica*, vol. 195, 2008, pp. 263-274.
- 15- T. Pankaj, Steady thermal stress and strain rates in a rotating circular cylinder under steady state temperature, *Thermal Science*, 2014, vol. 18, pp. 93-106.
- 16- T. Pankaj, Stresses in a thick-walled circular cylinder having Pressure by using concept of generalized strain measure, *Kragujevac Journal of Science*, 2013, vol. 35, pp. 41-48.



- 17-S. Sharma, Thermo creep transition in non-homogeneous thick-walled rotating cylinders, Defence Science Journal, 2009, vol. 59, pp. 30-36.
- 18-M. Zamani Nejad and M. Davoudi Kashkoli, Time-dependent thermo-creep analysis of rotating FGM thick-walled cylindrical pressure vessels under heat flux, International Journal of Engineering Science, 2014, vol. 82, pp. 222-237.