

## طراحی بهینه مخازن استوانه‌ای دوار تحت فشار بر اساس عمر خزشی به روش تنش مرجع

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

<sup>۱</sup>دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، f\_vakili@tabrizu.ac.ir

<sup>۲</sup>دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، afshinabbasi12@yahoo.com

<sup>۳</sup>دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، p.majnoon@gmail.com

<sup>۴</sup>دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، saeed.sharifi92@ms.tabrizu.ac.ir

### 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. معمولاً این مخازن در درجه حرارت و فشار بالا و در حال دوران کار می‌کنند که مطالعه‌ی رفتار خزشی این مخازن از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. به دلیل پیچیدگی معادلات حاکم، در کدهای استاندارد صنعتی و نیز بسیاری از کارهای تحقیقاتی، از روش‌های تخمینی که بر مبنای تنش مرجع استوار هستند، استفاده می‌شود. 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 است که استفاده از آن، طراحان را از حل عددی و یا تحلیلی مسئله بی‌نیاز می‌سازد. دقت تنش مرجع بدست آمده با نتایج حاصل از حل عددی صحت‌سنجی شده و خطای کمتر از ۱۰ درصد را نشان می‌دهد. سپس از تنش مرجع برای طراحی بهینه مخازن با هدف بهینه‌سازی عمر خزشی و ارضای شرط معیار استحکام استفاده شده و به عنوان نمونه، دیاگرام پارامترهای طراحی برای مخازن دوار از جنس آلیاژ 2.25Cr-1Mo در ۶۰۰ درجه سانتیگراد ارائه شده است که می‌تواند به سهولت مورد استفاده طراحان صنعتی قرار گیرد.

### واژه‌های کلیدی

خزش، تنش مرجع، استوانه‌ی جدار ضخیم، چرخش محوری، طراحی بهینه.

### مقدمه

مخازن استوانه‌ای یکی از پرکاربردترین اجزاء در سامانه‌های مختلف صنعتی و مهندسی هستند. از مهم‌ترین کاربردها، می‌توان به مخازن تحت فشار و لوله‌های انتقال در صنایع نفت و گاز، تولید نیرو، رآکتورهای هسته‌ای، سانتریفیوژها و غیره 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 جلب 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 [۱] تجزیه و تحلیل شده‌اند. با فرض شرایط کرنش صفحه‌ای، باتناگار و همکاران [۲،۳] 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 [۳]. روش تنش مرجع که پاسخ غیر الاستیک سازه‌ها را توصیف می‌کند در بررسی رفتار خزشی مخازن کاربرد وسیعی دارد [۴،۵]. یکی دیگر از روش‌های بررسی خزش در مخازن، روش‌های تحلیلی- عددی می‌باشند که اکثراً با استفاده از حل معادلات حاکم و اساسی به کمک روش‌های عددی، توزیع تنش و کرنش را در جداره‌ی مخازن بدست می‌دهند [۶]. شارما [۷] با استفاده از روش‌های تحلیلی- عددی رفتار گذرای مخازن جدار ضخیم دوار غیرهمگن را بررسی نموده است. پنکاج [۸-۱۰] نیز رفتار الاستوپلاستیک مخازن دوار در درجه حرارت ثابت را با استفاده از روش تغییر شکل‌های محدود پیش‌بینی نموده است. همچنین کشکولی و زمانی‌نژاد [۱۱] تأثیر شار حرارتی را در رفتار خزشی مخازن جدار ضخیم با روش تحلیلی- عددی بررسی نموده‌اند. حسینی و همکاران [۱۲] 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، استفاده‌ی بسیاری دارد [۱۳،۱۴] ولی بسیار زمان‌بر بوده و نیاز به امکانات سخت‌افزاری رایانه‌ای پیشرفته دارد. در مقابل، 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 [۱۵،۱۶].

(۱۰) و در نهایت با ترکیب روابط بدست آمده و انجام عملیات ریاضی خواهیم داشت:

$$\sigma_r(r) = \frac{-m}{\sqrt{3}} \left( \frac{2C_1}{B\sqrt{3}} \right)^{\frac{1}{m}} r^{-\frac{2}{m}} - \frac{\rho r^2 \omega^2}{2} + C_2 \quad (7)$$

که  $C_2$  ثابت انتگرال گیری می باشد. با اعمال شرایط مرزی ثوابت  $C_1$  و  $C_2$  بدست آمده و با جایگذاری در رابطه بالا، تنش شعاعی بصورت رابطه (۸) درمی آید. همچنین تنش محیطی، تنش محوری و تنش موثر بصورت روابط (۸) تا (۱۱) بدست می آیند.

$$\sigma_r(r) = \frac{p}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - \left( \frac{b}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 + \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - 1 \right] \right] \quad (8)$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{p}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \frac{m-2}{m} \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - \left( \frac{b}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \times \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 + \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - 1 \right] \right] \quad (9)$$

$$\sigma_z(r) = \frac{p}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \frac{m-1}{m} \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - \left( \frac{b}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \times \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 + \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^{-\frac{2}{m}} - 1} \left[ \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} - 1 \right] \right] \quad (10)$$

$$\sigma_e(r) = \frac{p}{1 - (b/a)^{-\frac{2}{m}}} \left[ \frac{\sqrt{3}}{m} \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] + \frac{1}{2} \rho a^2 \omega^2 \left[ \frac{(b/a)^2 - 1}{1 - (b/a)^{-\frac{2}{m}}} \left[ \left( \frac{\sqrt{3}}{m} \right) \left( \frac{r}{a} \right)^{-\frac{2}{m}} \right] \right] \quad (11)$$

با توجه به اینکه توزیع تنش پایدار به ضریب  $B$  بستگی ندارد، لذا برای تعیین نقطه و تنش مرجع در مخزن، بایستی توزیع تنش بی بعد در جدارهی آن را به ازای مقادیر مختلف  $m$  تعیین نمود. نقطه مرجع هر سازه در رفتار خزشی، نقطه ای است که مقدار تنش پایدار 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 [۱۲].

با فرض ماده الاستیک-کاملاً پلاستیک، در یک فشار یا سرعت زاویه ای مشخص که کل مقطع مخزن به حالت پلاستیک می رسد، بار واماندگی پلاستیک (Plastic Collapse) حاصل می شود. فشار

یکی از چالش های مهم در روش های تقریبی و تخمینی، تعیین تنش مرجع در بارهای ترکیبی می باشد به همین دلیل، در این مقاله روشی برای تعیین تنش مرجع و نقطه مرجع مخازن استوانه ای که تحت بارگذاری ترکیبی ناشی از فشار داخلی و دوران محوری می باشند، ارائه شده است. سپس طی یک مدل سازی المان محدود، نتایج حاصل این روش صحه گذاری می شود. در نهایت با استفاده از تنش مرجع محاسبه شده، روشی برای طراحی بهینه مخازن با هدف بیشینه عمر خزشی و با ارضای شرط معیار استحکام پیشنهاد شده است. به عنوان نمونه دیاگرام پارامترهای طراحی برای مخازن استوانه ای دوار از جنس آلیاژ 2.25Cr-1Mo در ۶۰۰ درجه سانتیگراد ارائه شده است که می تواند مورد استفاده طراحان صنعتی قرار گیرد.

### تحلیل خزش پایا

مخزن استوانه ای مورد نظر در این تحقیق با شعاع داخلی  $a$  و شعاع خارجی  $b$  تحت فشار داخلی  $p$  با سرعت دورانی  $\omega$  در حال چرخش می باشد. فرض برقراری شرایط کرنش صفحه ای و بارگذاری متقارن محوری در مختصات استوانه ای انتخاب شده است. معادله ی تعادل در این مختصات مطابق رابطه ی (۱) می باشد:

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

که در آن،  $r$  فاصله ی هر نقطه از دیواره ی مخزن از مرکز،  $\rho$  چگالی و  $\sigma$  تنش می باشد. زیر نویس های  $r$  و  $\theta$  به ترتیب جهت های شعاعی و محیطی را نشان می دهند. معادله ی سازگاری در رابطه ی (۲) نشان داده شده است:

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

که در آن  $\epsilon$  کرنش و بالانویس  $c$  نشان دهنده ی خزش می باشد. حل معادله دیفرانسیل حاکم بصورت زیر است:

$$\dot{\epsilon}_r^c = -\dot{\epsilon}_\theta^c = \frac{C_1}{r^2} \quad (3)$$

که در رابطه ی بالا  $C_1$  ثابت انتگرال گیری می باشد. نرخ کرنش خزشی مؤثر به شکل زیر محاسبه می شود:

$$\bar{\dot{\epsilon}}^c = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{C_1}{r^2} \quad (4)$$

با توجه به برقراری کرنش صفحه ای و قانون سیلان پیرانتل-روس (Prandtl-Reuss)  $\dot{\epsilon}_z^c = \lambda S_{zz}$  که در آن  $\lambda$  تنش انحرافی می باشد، رابطه تنش موثر بصورت زیر بدست می آید:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3}}{2} |\sigma_\theta - \sigma_r| \quad (5)$$

با فرض تحلیل پایای خزشی و استفاده از رابطه ی نورتون [۴]:

$$\frac{d\bar{\epsilon}^c}{dt} = B \sigma_e^m \quad (6)$$

که  $B$  و  $m$  ثوابت معادله ی خزش می باشند و مقدار آن ها به جنس ماده ی مورد بررسی وابسته است. از ترکیب معادله (۱) با (۹) و (۶) با

$$\sigma_R = \frac{\sqrt{3}a^2}{4Ln(\xi)} \left( \frac{2P}{a^2} + \rho\omega^2(r^2 - 1) \right) \quad (20)$$

### تحلیل عددی

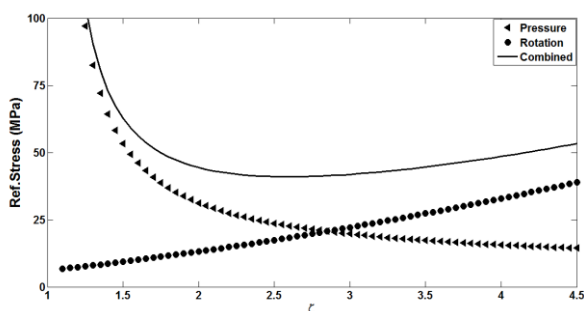
در این تحلیل از روش المان محدود برای تعیین تنش و کرنش خزشی پایای مخزن استوانه‌ای جدار ضخیم به کمک نرم‌افزار آباکوس در سه حالت: فقط فشار داخلی، فقط چرخش محوری و حالت ترکیبی فشار و چرخش استفاده شده است. با توجه به این که توان رابطه‌ی نورتون (m) برای بیشتر مواد صنعتی بین ۳ تا ۹ می‌باشد [۱۷]، توزیع تنش مؤثر در جداره‌ی مخزن برای ضرایب توان نورتون بر اساس حل عددی بدست آمده و مقدار تنش مرجع و نقطه‌ی تنش مرجع تعیین شده است. به منظور بررسی صحت و دقت حل‌های تحلیلی، تنش‌های مرجع بدست آمده در هر حالت با مقادیر حاصل از حل عددی مقایسه شده‌اند. برای شبکه‌بندی از المان‌های ریز با اندازه ۰/۰۰۱ شعاع داخلی استوانه استفاده شده و همچنین بر اساس همگرایی پاسخ‌های حاصل، تعداد ۲۲۰۰۰ المان در هر مقطع طولی برای حل عددی انتخاب شده است.

### طراحی بهینه مخزن استوانه‌ای دوار تحت فشار داخلی

تنش مرجع برای مخزن استوانه تحت فشار داخلی دوار در رابطه (۱۹) ارائه شده است. با ثابت نگه داشتن شعاع داخلی مخزن به منظور تامین حجم معین که غالباً معیار اصلی طراحی صنعتی مخازن می‌باشد و تغییر پارامتر  $\xi$  (نسبت شعاع خارجی به داخلی) می‌توان ضخامت بهینه برای کمینه کردن تنش مرجع به ازای فشار داخلی و سرعت زاویه ای معین را بدست آورد:

$$p/(1/2)\rho a^2 \omega^2 = \left[ 1 + \xi_{opt}^2 (\ln(\xi_{opt}^2) - 1) \right] \quad (21)$$

به ازای یک فشار و سرعت زاویه‌ای معین، مقدار بهینه  $\xi_{opt}$  وجود دارد که تنش مرجع را کمینه می‌کند و در این صورت عمر خزشی پوسته بیشینه خواهد بود. می‌توان برای هر نسبت شعاعی بهینه تعداد زیادی از زوج‌های  $(\omega, p)$  را تعیین نمود بطوریکه عمر خزشی بیشینه شود. برای مثال، در شکل (۱) تغییرات تنش مرجع در حالت فشار داخلی ۲۵ MPa، دوران محوری ۳۰۰ rad/s و حالت بار ترکیبی به ازای نسبت‌های شعاعی مختلف برای آلیاژ ۲.۲۵Cr-1Mo ارائه شده است.



شکل ۱: تغییرات تنش مرجع به ازای نسبت‌های شعاعی مختلف برای مخزن تحت فشار خالص، مخزن دوار و مخزن با بار ترکیب

واماندگی پلاستیک کامل برای مخزن تحت فشار داخلی و برای مخزن دوار به ترتیب به صورت زیر بدست می‌آیند [۱۷]:

$$p_L = \frac{2\sigma_Y}{\sqrt{3}} Ln(\xi) \quad (12)$$

$$\omega_L = \sqrt{(4\sigma_Y Ln\xi) / (\sqrt{3}\rho a^2 (\xi^2 - 1))} \quad (13)$$

که در آن  $\sigma_Y$  تنش تسلیم و  $\xi$  نسبت شعاع خارجی به داخلی می‌باشند. از طرفی رابطه‌ی بین تنش مرجع،  $\sigma_R$ ، و بارهای اعمالی  $\Gamma$  و واماندگی پلاستیک،  $\Gamma_L$ ، صورت زیر بیان می‌شود [۱۶]:

$$\sigma_R = (\Gamma/\Gamma_L) \sigma_Y \quad (14)$$

بنابراین تنش مرجع مخزن تحت بار فشار داخلی و سرعت دورانی به ترتیب بصورت روابط زیر خواهد بود:

$$(\sigma_R)_p = \sqrt{3}p / (2Ln(\xi)) \quad (15)$$

$$(\sigma_R)_\omega = \sqrt{3}\rho a^2 \omega^2 [\xi^2 - 1] / (4Ln(\xi)) \quad (16)$$

در حالت بارگذاری با فشار داخلی و یا سرعت دورانی، با مساوی قرار دادن رابطه (۱۱) با تنش‌های مرجع متناظر با هر حالت، نقطه‌ی مرجع بصورت زیر بدست می‌آید:

$$r_R = \sqrt{2a^2 \ln(\xi) / (1 - \xi^2)} \quad (17)$$

به منظور تعیین تنش مرجع در حالت بارگذاری ترکیبی می‌توان از اصل برهم‌نهی استفاده کرد، هرچند این اصل در بارگذاری الاستیک خطی اعتبار دارد، در حالی که رفتار خزشی سازه‌ها غیرخطی و پلاستیک می‌باشد. به همین دلیل رابطه‌ی برگرفته از اصل برهم‌نهی با ضرایب تصحیح  $\alpha_i$  و  $\beta_i$  اصلاح می‌شود 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:

$$(\sigma_R)_{com} = \sum_{i=1}^q \alpha_i (\sigma_{R,i})^{\beta_i} \quad (18)$$

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. تنش مرجع برای مخزن دوار تحت فشار داخلی برابر خواهد بود با:

$$\sigma_R = \alpha_p \left[ \frac{\sqrt{3}p}{2Ln(\xi)} \right]^{\beta_p} + \alpha_\omega \left[ \frac{\sqrt{3}\rho a^2 \omega^2 [\xi^2 - 1]}{4Ln(\xi)} \right]^{\beta_\omega} \quad (19)$$

در اولین انتخاب، مقدار ضرایب تصحیح برابر یک فرض می‌شوند. صحت این فرض در ادامه با مقایسه‌ی نتایج ارزیابی خواهد شد و در صورت نیاز، مقادیر فرض شده اصلاح می‌گردند. بنابراین تنش مرجع در بار ترکیبی به صورت زیر خواهد بود:

جدول ۱: ابعاد هندسی و مشخصات مکانیکی [۱۸] مخزن استوانه‌ای ساخته شده از آلیاژ 2.25Cr-1Mo

۰/۱m	شعاع داخلی
۳	نسبت شعاعی
۱۹۰ MPa	تنش تسلیم
۲۱۰ GPa	مدول الاستیک
۷۸۰۰ kg/m <sup>3</sup>	چگالی
۱۰۰ MPa	تنش معیار برای عمر خزشی ۱۰۰۰ ساعت
۷۱ MPa	تنش معیار برای عمر خزشی ۱۰۰۰۰ ساعت
۵۵ MPa	تنش معیار برای عمر خزشی ۲۵۰۰۰ ساعت
۴۰ MPa	تنش معیار برای عمر خزشی ۵۰۰۰۰ ساعت
۲۳ MPa	تنش معیار برای عمر خزشی ۱۰۰۰۰۰ ساعت

شکل‌های (۲) و (۳) توزیع تنش بی‌بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت فشار داخلی ۶۶ مگاپاسکال و سرعت دورانی ۳۱۲ رادیان بر ثانیه را نشان می‌دهند. شکل (۲) نتایج حاصل از روش تحلیلی و شکل (۳) نتایج حاصل از تحلیل المان محدود را ارائه می‌دهند. توزیع تنش مؤثر به ازای  $m = 1$  معادل با حالت تنش‌های الاستیک است و به ازای مقادیر دیگر  $m$ ، توزیع تنش مؤثر مربوط به حالت خزش پایا می‌باشند. 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. محل تقاطع منحنی‌ها، محل و مقدار تنش مرجع را نشان می‌دهند که در روش المان محدود و حل تحلیلی به ترتیب ۷۶/۹ و ۷۵/۹۴ مگاپاسکال می‌باشند.

محل نقطه‌ی مرجع در حل تحلیلی برای هر سه حالت بارگذاری یکسان و  $r/a = 1.57$  بدست آمده است. محل نقطه‌ی مرجع در روش المان محدود  $r/a = 1.62$  می‌باشد. علت 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 (۲۰) 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 مسائل خزش، تعیین ضرایب معادلات اساسی دشوار بوده و بررسی تجربی رفتار خزشی سازه‌ها پرهزینه می‌باشد، 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.

بر اساس این نمودار 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 این نمودار، در حالت بارگذاری 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 تعمیم داده و یک ضخامت بهینه برای کمینه سازی تنش مرجع و در نتیجه عمر خزشی بیشینه ارائه نمود.

از نظر صنعتی، مشخصات مخزن باید طوری تعیین شود که عمر خزشی طراحی را داشته باشد که این منظور علاوه بر هندسه مخزن، به درجه حرارت کاری و جنس آن وابسته است. عمر خزشی می‌تواند به صورت تجربی با آزمایش تک محوری در مقدار تنش مرجع بهینه و دمای طراحی تعیین شود. علاوه بر آن، این عمر از دیاگرام‌هایی مانند دیاگرام لارسن میلر یا روابطی به شکل ذیل به صورت تقریبی بدست می‌آید [۱۸]:

$$t_f = \left[ A \sigma_R^Z \right]_{at \text{ operating Temp.}} \quad (22)$$

که در آن  $t_f$  عمر خزشی برای جنس مورد نظر در دمای کاری و تنش مرجع می‌باشد.  $A$  و  $Z$  ضرایب وابسته به جنس می‌باشند. با استفاده از رابطه (۲۰) به ازای هر فشار و سرعت دورانی معین، مقدار تنش مرجع بدست آمده و عمر خزشی بر اساس نتایج تجربی تعیین می‌شود. 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:

$$(\sigma_e)_{Max} = \frac{\sqrt{3}\zeta^2}{\zeta^2 - 1} P + \frac{\sqrt{3}}{2} \rho a^2 \zeta^2 \omega^2 \quad (23)$$

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

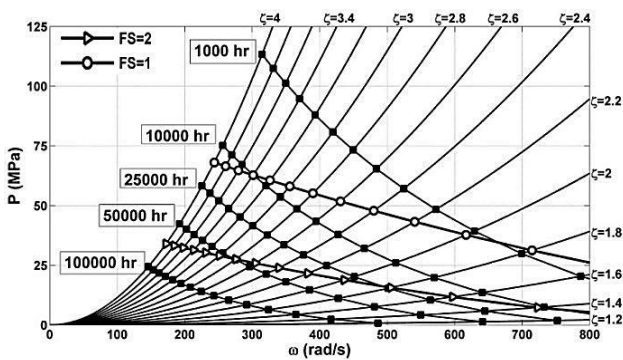
$$P + \frac{1}{2} (\zeta^2 - 1) \rho a^2 \omega^2 = \frac{\zeta^2 - 1}{\sqrt{3}\zeta^2} \frac{\sigma_y}{SF} \quad (24)$$

بر اساس روابط فوق می‌توان ضخامت بهینه مخزن دوار تحت فشار داخلی را با شرط بیشینه عمر خزشی مطلوب طراحی و همچنین با در نظر گرفتن معیار استحکام مناسب، تعیین نمود.

## نتایج

جهت صحت‌سنجی، نتایج حاصل از حل عددی و تحلیلی بصورت نمودارهای بی‌بعد مولفه‌های تنش در جداره‌ی مخزن به ازای  $m$  های مختلف تعیین و تنش مرجع مقایسه می‌شود. با توجه به ابعاد و خواص مکانیکی مخزن، فشار و سرعت دورانی پلاستیک کامل به ترتیب ۲۵۴/۷ مگاپاسکال و ۹۰/۱۸ 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 آلیاژ 2.25Cr-Mo در دمای ۶۰۰ درجه سانتیگراد در جدول (۱) ارائه شده است.

فولاد آلیاژی 2.25Cr-1Mo ارائه شده در مدارک فنی [۱۸] استفاده شده است. 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 الاستیک یا ضریب اطمینان می‌باشد. فشار و سرعت دورانی که در آنها خطوط عمر خزشی ثابت و ضریب اطمینان ثابت هم‌دیگر را قطع می‌کنند، حالت گذار طراحی نامیده می‌شوند. علاوه بر آن، مشاهده می‌شود که به‌ازای عمر خزشی قابل قبول صنعتی (۵۰۰۰۰ ساعت و بالاتر) قید استحکام الاستیک اهمیت خود را از دست می‌دهد.

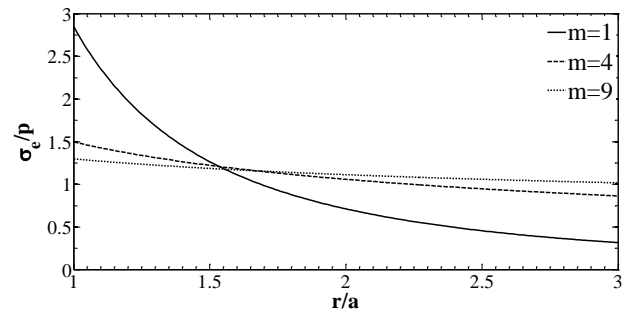


شکل (۳): دیاگرام تعیین نسبت شعاعی بهینه برای مخزن استوانه‌ای دوار تحت فشار داخلی بر اساس معیار عمر خزشی بیشینه و قید استحکام الاستیک. مخزن از آلیاژ 2.25Cr 1Mo در ۶۰۰ درجه سانتیگراد می‌باشد.

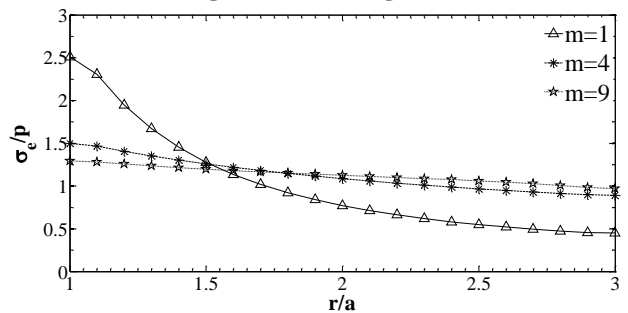
### نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله روشی برای تعیین تنش مرجع برای مخازن تحت بارگذاری ترکیبی فشار داخلی و دوران پیشنهاد شده است و مقایسه‌ی نتایج با داده‌های حاصل از حل عددی و تحلیلی، دقت رابطه‌ی پیشنهادی را تأیید نموده است. از این رابطه به سهولت می‌توان جهت تعیین تنش مرجع در مخازن با بار ترکیبی استفاده نموده و با ترتیب دادن آزمایش تجربی خزش تک‌محوری با تنش مذکور، می‌توان عملاً رفتار سازه را پیش‌بینی نمود. بر این اساس، دیاگرام طراحی برای مخزنی از جنس 2.25Cr-1Mo ارائه شده است که ضخامت بهینه مخزن با شرط عمر خزشی بیشینه را ارائه می‌دهد. شایان ذکر است که علی‌رغم اهمیت و کاربردی بودن دیاگرام مذکور، تهیه آن نیاز به بررسی تحلیلی یا عددی رفتار خزشی مخازن ندارد و تنها به کمک معادلات ساده ارائه شده، تدوین می‌شود.

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 الاستیک یا ضریب اطمینان می‌باشد. علاوه بر آن، مشاهده می‌شود که به‌ازای عمر خزشی قابل قبول صنعتی (۵۰۰۰۰ ساعت و بالاتر) قید استحکام الاستیک اهمیت خود را از دست می‌دهد.



شکل (۲): توزیع تنش بی‌بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت بارگذاری ترکیبی حاصل از حل تحلیلی



شکل (۳): توزیع تنش بی‌بعد مؤثر در جداره‌ی مخزن تحت بارگذاری ترکیبی حاصل از حل عددی (المان محدود)

جدول ۲: مقایسه‌ی تنش مرجع بر حسب MPa در هر سه حالت بارگذاری

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

\* درصد خطای حل عددی نسبت به حل تحلیلی

از شکل (۲) که تغییرات تنش مؤثر در جداره مخزن را نشان می‌دهد می‌توان استنباط کرد که در بیشتر مواد صنعتی ( $m > 3$ ) [۶] نسبت تنش بیشینه به تنش مرجع در حالت پایدار خزشی کمتر از ۱/۲۳ می‌باشد. بنابراین می‌توان عمر خزشی مخازن را با لحاظ ضریب اطمینان مناسب بر اساس تنش مرجع تعیین نمود. پس به‌ازای جنس و درجه حرارت یکسان مخزنی عمر خزشی بیشینه خواهد داشت که تنش مرجع آن کمینه باشد.

به‌منظور بهینه‌سازی طراحی مخزن با معیار عمر خزشی بیشینه و قید ضریب اطمینان مناسب از نظر استحکام، می‌توان به کمک معادلات بدست آمده و مشخصات فیزیکی جنس مورد نظر که در جدول (۱) آمده است، دیاگرامی مانند شکل (۳) را بدست آورد. این دیاگرام برای مخزن تحت فشار دوار از جنس 2.25Cr-1Mo در درجه حرارت ۶۰۰ درجه سانتیگراد رسم شده است. از محل تقاطع منحنی ضریب اطمینان طراحی و منحنی عمر ثابت خزشی با منحنی نسبت شعاع بهینه  $\zeta^*$ ، می‌توان مشخصات مخزن بهینه را تعیین نمود. در تهیه این دیاگرام از نتایج تجربی مربوط به رفتار خزشی

structure integrity, International journal of pressure vessels and piping, 1997, vol. 71, pp. 47-53.

6- 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.

7- S. Sharma, Thermo creep transition in non-homogeneous thick-walled rotating cylinders, Defence Science Journal, 2009, vol. 59, pp. 30-36.

8- T. Pankaj, Elastic-plastic transition stresses in rotating cylinder by finite deformation under steady-state temperature, Thermal Science, 2011, vol. 15, p. 537.

9- 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.

10- 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.

11- 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.

12- 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.

13- 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.

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- 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

16- 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.

17- H. Kraus, "Creep analysis", Research supported by the Welding Research Council. New York, Wiley-Interscience, 1980. 263 p, 1980.

18- K. Yagi, "2.25Cr 1Mo Low alloy steels: Creep and rupture data of heat resistant steels", Chapter 2, Vol 2B of the series "Landolf-Bornstein-group VII Advanced Materials And Technologies" pp 67-73, 2004

## فهرست علائم

a	شعاع داخلی، m
b	شعاع خارجی، m
m	ثابت معادله‌ی خزش
p	فشار داخلی، MPa
r	فاصله‌ی هر نقطه از دیواره‌ی مخزن، m
S	تنش انحرافی، MPa
SF	ضریب اطمینان
t <sub>f</sub>	عمر خزشی
<b>علائم یونانی</b>	
Γ	پارامتر عمومی بارگذاری
ε	کرنش
ξ	نسبت شعاع خارجی به شعاع داخلی
ρ	چگالی، kg/m <sup>3</sup>
σ	تنش، MPa
ω	سرعت دورانی، rpm
<b>زیرنویس</b>	
e	موثر
L	واماندگی پلاستیک
opt	مقدار بهینه
R	مرجع
r	جهت شعاعی
z	محوری
θ	جهت محیطی
<b>بالانویس</b>	
c	خزش

## مراجع

- 1- R. Sim and R. Penny, Plane strain creep behaviour of thick-walled cylinders, *International Journal of Mechanical Sciences*, 1971, vol. 13, pp. 987-1009.
- 2- 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.
- 3- 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.
- 4- R. K. Penny and D. L. Marriott, Design for creep, Springer Science & Business Media, 1995.
- 5- H. Chen, Z. Cen, B. Xu, and S. Zhan, A numerical method for reference stress in the evaluation of