

دومین همایش بین المللی نفت، گاز و پتروشیمی، 27 آذر ماه ۱۳۹۳، تهران، ایران

تخمین عمر یک مخزن کروی صنعتی

حمیدرضا مهدوی^۱، غلامحسین رحیمی^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس؛ h.r.mahdavi@modares.ac.ir

^۲ استاد دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس؛ rahimi_gh@modares.ac.ir

چکیده

بسیاری از مخازن تحت فشار در طول کارکرد خود تحت بارهای تناوبی ناشی از پر و خالی کردن سیال قرار می‌گیرند. بنابراین توجه به پدیده‌ی خستگی، تخمین عمر و آگاهی نسبت به روش‌های موجود جهت ارزیابی صحیح طول عمر آنها امری مهم به نظر می‌رسد. در این مطالعه با استفاده از ترکیب نرم افزار المان محدود آباکوس و روابط و منحنی‌های موجود در استانداردهای ASME و API 579 به تخمین عمر یک مخزن کروی صنعتی پرداخته شده‌است. روابط کلاسیک تنش عمر، صرفاً بر پایه‌ی سطوح تنش استوارند و اثر ترک‌های کوچکی که از نواحی مانند محل اتصال نازل به قسمت کروی مخزن یا کمبود نفوذ در جوش متصل کننده‌ی دو نیمکره‌ی مخزن جوانه می‌زنند را در نظر نمی‌گیرند. بنابراین یک ترک فرضی نیم‌دایروی در آستانه‌ی رشد در مخزن قرار داده شده و عمر مخزن با استفاده از روش مکانیک شکست الاستیک خطی بر مبنای رابطه‌ی پاریس نیز محاسبه شده‌است. نتایج حاصله حاکی از اهمیت روش مکانیک شکست در تخمین عمر صحیح مخزن می‌باشد.

کلمات کلیدی

مخازن تحت فشار، خستگی، تخمین عمر، ضریب شدت تنش، نرم افزار آباکوس

Life estimation of an industrial spherical pressure vessel

H.R. Mahdavi¹, G.H. Rahimi²

Faculty of mechanical engineering, Tarbiat Modares University, Iran

ABSTRACT

Most of the pressure vessels are subjected to periodic loading due to fluid filling and emptying during their performance life. As a result, studying fatigue problem, life estimation and know about existing methods and their accuracy is an important problem. In this research by using of combination of Abaqus finite element software, existing equations and curves in ASME and API 579 standards, life estimation problem of an industrial spherical pressure vessel is investigated. Classic stress-life equations are based on stress levels only and do not consider small cracks effect that may initiate from regions like junction of nozzle to spherical region of the vessel or creation of small cracks around welding regions. Hence, a semi-circular virtual crack that is ready to propagation is made at the vessel and by using linear elastic fracture mechanics method based on Paris equation, the life of the pressure vessel is calculated. Results show importance of the fracture mechanics method to obtain more accurate life estimation of the pressure vessel.

KEYWORDS

PRESSURE VESSELS, FATIGUE, LIFE ESTIMATION, STRESS INTENSITY FACTOR, ABAQUS SOFTWARE

^۱ غلامحسین رحیمی - تهران، جلال آل احمد، پل نصر، دانشگاه تربیت مدرس. تلفن: ۸۲۸۸۳۳۵۶ = ۰۲۱. فکس: ۸۲۸۸۴۹۰۹ = ۰۲۱.

۱- مقدمه

مخازن تحت فشار کروی به علت نسبت استحکام به وزن بالا، کاربردهای وسیعی در صنایع مختلف دارند. به عنوان مثال در تانک‌های پنوماتیکی و تانک‌های ذخیره‌ی سوخت در فضاپیماها و هواپیماها، تانک‌های ذخیره برای ذرات شیمیایی تحت فشار، حامل‌های ذخیره کننده‌ی گاز طبیعی فشرده شده و بسیاری از کاربردهای دیگر از جمله در مواردی که به تحمل در برابر فشارهای بسیار بالا نیاز است، از این مخازن استفاده می‌شود. از آنجایی که در بسیاری از کاربردها، این مخازن تحت بارهای تناوبی قرار می‌گیرند توجه به پدیده‌ی خستگی و طول عمر آن‌ها امری مهم به نظر می‌رسد. با توجه به اهمیت این موضوع، کارهای تحقیقاتی مختلفی نیز در این زمینه انجام شده است.

سنت آن‌ا و لیل [۱] به بررسی الگویی مناسب جهت ارزیابی عیوب بحرانی در یک مخزن تحت فشار نمونه‌ی استوانه‌ای با استفاده از روابط تنش عمر موجود در استاندارد ASME و همچنین دیدگاه مکانیک شکست پرداختند. آن‌ها برای محاسبه‌ی طول عمر با استفاده از روش تنش عمر از نرم افزار انسیس و جهت محاسبه‌ی طول عمر از روش مکانیک شکست الاستیک خطی، از نرم افزار محاسباتی پیشنهادی BS-7910 استفاده کردند و به بررسی بحرانی بودن یا نبودن ترک‌هایی که بعد از تعداد سیکل معینی در مخزن ایجاد می‌شوند، پرداختند. اسپیر و اینگرافیا [۲] رشد ترک خستگی به لحاظ ریزساختاری کوچک در لاینر آلومینیومی یک مخزن تحت فشار را مورد بررسی قرار دادند و با توجه به ورود تغییر شکل پلاستیک به مرزهای ضخامت و در نتیجه عدم اعتبار روش مکانیک شکست الاستیک خطی در اثر کاهش ضخامت، مدلی بر اساس مشخصه‌های ریزساختاری ترک ارائه کردند. پرل و برن اشتین [۳] ضرایب شدت تنش سه بعدی برای ترک‌های دایروی و آرایه‌ای از ترک‌های هم‌صفحه‌ی ایجاد شده از سطح داخلی مخازن تحت فشار کروی را با استفاده از نرم افزار المان محدود انسیس محاسبه کردند. آن‌ها نشان دادند که نسبت‌های عمق به نصف طول ترک و عمق به ضخامت، برای مخازن جدار نازک و جدار ضخیم در محاسبه‌ی ضریب‌های شدت تنش بسیار موثرند. لاکسمی و همکاران [۴] پدیده‌ی آسیب در مخازن تحت فشار استوانه‌ای تحت بار تناوبی را مورد مطالعه قرار دادند. برای این منظور از روش آکوستیک امپشن به منظور کشف ترک اولیه و ترک نهایی که متناظر با شکست ناگهانی است، استفاده کردند. آلمیدا و همکاران [۵] به تحلیل تخریب تانک‌های سوخت مورد استفاده در یک کشتی با وزن کم پرداختند و اثر بهبود استحکام در این تانک‌ها با زیاد شدن وزن آن‌ها را با

مدل‌سازی‌های مختلف بررسی کردند. سان‌ها و همکاران [۶] به بررسی تحلیل خستگی خطوط لوله‌ی خورده شده در معرض فشار و دما با استفاده از روش‌های تنش عمر و کرنش عمر و با در نظر گرفتن اثرضرایب تمرکز تنش در حوالی نواحی خورده شده پرداختند. بیش‌تر مطالعات سال‌های دور در مورد تحلیل خستگی به روش‌های تنش عمر و کرنش عمر اختصاص داده شده و مطالعات سه الی چهار سال اخیر نیز بیش‌تر بر روی مخازن یا لوله‌های استوانه‌ای معطوف شده و یا در مورد مخازن کروی تنها به محاسبه‌ی ضریب تمرکز تنش اکتفا شده است. با توجه به کاربردهای وسیع مخازن کروی، بررسی تخمین عمر این مخازن نیز امری مهم می‌باشد. بر این اساس هدف این مطالعه تخمین طول عمر یک مخزن نمونه‌ی کروی کاربردی در صنعت با استفاده از ترکیب نرم افزار المان محدود آباکوس و روابط و منحنی‌های موجود در استانداردهای ASME و API 579 می‌باشد. به علت ضعف روش تنش عمر، ناشی از در نظر نگرفتن ترک‌های احتمالی که بعد از تعداد سیکل معینی در نواحی مستعد مانند کمبود نفوذ در جوش ایجاد می‌شوند، با استفاده از روش مکانیک شکست الاستیک خطی نیز عمر مخزن محاسبه شده و نتایج حاصل از دو روش مقایسه شده‌اند.

۲. پایه‌ی تئوری

۲.۲. روش تنش عمر

تعیین دقیق توزیع تنش جهت ارزیابی صحیح طول عمر مخازن تحت فشار امری ضروری است. در ناحیه‌ی اتصال نازل به بدنه توزیع تنش به علت پیدایش اثرات خمشی، از حالت غشایی انحراف دارد. این انحراف، حالتی از یک بارگذاری چند محوره به صورت ترکیب فشار و خمش را در مخزن به وجود می‌آورد [۷]. لذا روابط تئوری مقاومت مصالح مقدماتی در این ناحیه معتبر نمی‌باشد و استفاده از پکیج‌های المان محدود اهمیت پیدا می‌کند. بارگذاری چند محوره می‌تواند متناسب یا غیر متناسب باشد. در بارگذاری متناسب بر خلاف حالت غیر متناسب، نسبت کلیه‌ی تنش‌ها در دو زمان متفاوت مشخص با نسبت بار اعمالی بین همان دو لحظه برابر است. به عبارتی دیگر جهت‌های اصلی تنش در طول بارگذاری تغییر نمی‌کنند و صرفاً شعاع دایره‌ی مور مربوطه تغییر می‌کند [۸]. استاندارد ASME جهت محاسبه‌ی گستره‌ی تنش تناوبی، S_r ، که جهت محاسبه‌ی طول عمر مورد نیاز است، روند زیر را پیشنهاد می‌دهد: اگر در سیکل تنش اعمال شده‌ی مشخصی، دو نقطه‌ی ۱ و ۲ مربوط به دو لحظه‌ی

روش‌های آزمایشگاهی انتشار امواج صوتی یا آکوستیک امیشن و فراصوت بسیار کاربردی می‌باشند. از آنجایی که در این مطالعه هدف اصلی مقایسه‌ی دو روش تنش عمر و مکانیک شکست الاستیک خطی جهت تخمین عمر است، فرض شده که بعد از تعداد سیکل معینی، ترکی در مخزن ایجاد شده و در آستانه‌ی رشد قرار دارد. این ترک در نرم افزار آباکوس مدل‌سازی شده و مقدار آن نیز بر اساس منابع موجود انتخاب شده است. در این روش از رابطه‌ی پاریس جهت پیش‌بینی عمر باقی‌مانده‌ی قطعه‌ای که در آن ترک اولیه‌ی قابل مشاهده‌ای ایجاد شده‌است و در آستانه‌ی رشد قرار دارد، استفاده می‌شود [9]. در واقع این روش، عمر خستگی را برابر مجموع عمر جوانه‌زنی و رشد ترک می‌داند که به ماهیت فرایند خستگی نزدیک‌تر است [9]. رابطه‌ی پاریس به صورت زیر است:

$$da/dN=c(\Delta K)^m \quad (5)$$

که

$$\Delta K=K_{Max}-K_{Min} \quad (6)$$

در رابطه‌ی (5)، da/dN نرخ رشد ترک در هر سیکل، ΔK محدوده‌ی شدت تنش و c و m ثابت‌های تجربی وابسته به جنس می‌باشند.

۳. مدل، خواص مکانیکی و مشخصات هندسی

مخزن مورد استفاده از جنس فولاد کربنی ASTM A537 CL1 با پارامترهای هندسی نشان داده شده در شکل ۱ می‌باشد. مشخصات هندسی و خواص مکانیکی مخزن مورد استفاده به ترتیب در جدول‌های ۱ و ۲ آمده است. با توجه به استحکام تسلیم این فولاد، مقدار فشار تست برابر ۶.۵ مگاپاسکال و مقدار فشار کاری برابر ۵ مگاپاسکال در نظر گرفته شده‌است. بار تناوبی اعمالی به مخزن متناسب فرض شده و گستره‌ی تغییرات آن بین صفر تا فشار کاری است (شکل ۲). آهنگ پر و خالی شدن مخزن نیز ۲.۵ مگاپاسکال بر دقیقه در نظر گرفته شده‌است، یعنی هر سیکل پر و خالی شدن مخزن به ۴ دقیقه زمان نیاز دارد. شکل ۳ نمایی از مخزن مدل‌سازی شده در نرم افزار آباکوس را نشان می‌دهد. در شکل ۴ توزیع تنش فون میسز در حوالی نازل به ازای فشار ۵ مگاپاسکال نشان داده شده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مطابق با انتظار به علت تمرکز تنش، ماکزیمم مقدار تنش در محل اتصال نازل به بدنه و در جداره‌ی داخلی مخزن رخ می‌دهد که مقدار آن ۲۵۴.۳ مگاپاسکال می‌باشد.

متفاوت از سیکل اعمالی در نظر گرفته شوند، در این صورت مولفه‌های تنش برای نقطه‌ی اول به صورت $S_{11}^1, S_{22}^1, S_{33}^1, S_{12}^1$ ، S_{13}^1 و S_{23}^1 و برای نقطه‌ی دوم به صورت $S_{11}^2, S_{22}^2, S_{33}^2, S_{12}^2$ ، S_{13}^2 و S_{23}^2 می‌باشد. تنش‌های اصلی مربوط به نقطه‌ی اول $S_{11}^1, S_{22}^1, S_{33}^1$ و تنش‌های اصلی مربوط به نقطه‌ی دوم، $S_{11}^2, S_{22}^2, S_{33}^2$ می‌باشد. تفاوت‌های تنش متناظر برای نقطه‌ی اول، $S_{1,2}^1, S_{2,3}^1$ و $S_{3,1}^1$ و برای نقطه‌ی دوم، $S_{1,2}^2, S_{2,3}^2$ و $S_{3,1}^2$ است که:

$$S_{1,2}^1 = S_1^1 - S_2^1, S_{2,3}^1 = S_2^1 - S_3^1, S_{3,1}^1 = S_3^1 - S_1^1 \quad (1)$$

$$S_{1,2}^2 = S_1^2 - S_2^2, S_{2,3}^2 = S_2^2 - S_3^2, S_{3,1}^2 = S_3^2 - S_1^2 \quad (2)$$

گستره‌ی تنش ماکزیمم در دو نقطه‌ی بارگذاری طی سیکل به صورت معادله‌ی زیر انتخاب می‌شود:

$$S_{1,2}^r = S_{1,2}^1 - S_{1,2}^2, S_{2,3}^r = S_{2,3}^1 - S_{2,3}^2, S_{3,1}^r = S_{3,1}^1 - S_{3,1}^2 \quad (3)$$

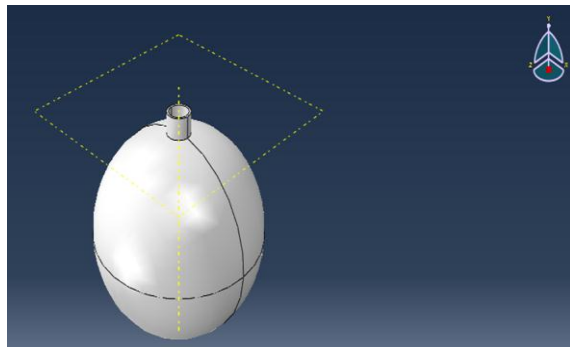
بزرگ‌ترین مقدار قدر مطلق $S_{1,2}^r, S_{2,3}^r$ و $S_{3,1}^r$ به عنوان S_r انتخاب می‌شود. در این صورت دامنه‌ی تنشی که جهت ارزیابی طول عمر از روی منحنی‌های تنش عمر مورد نیاز است، S_a ، از رابطه‌ی (۴) به دست می‌آید.

$$S_a = (1/2) S_r (E_{curve}/E_{cal}) \quad (4)$$

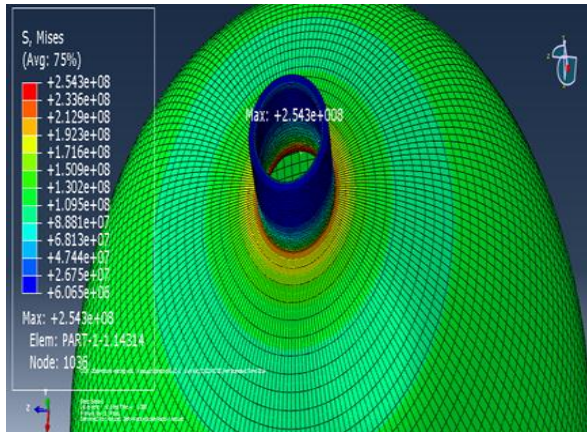
در رابطه‌ی (۴)، E_{cal} و E_{curve} به ترتیب مدول الاستیسیته موجود در منحنی طراحی و مدول الاستیسیته‌ی مورد استفاده جهت تحلیل می‌باشد.

۳.۲. روش مکانیک شکست الاستیک خطی

در روش تنش عمر، عملاً طراحی بر اساس تنش تسلیم صورت می‌گیرد که روشی کلاسیک است و ماده را ایده‌آل فرض می‌کند. در حالی که در واقعیت، عیب‌هایی مانند ترک‌های ریز و یا حفره‌های ناشی از کیفیت جوش پایین در یک سازه وجود دارد. در این شرایط دیدگاه کلاسیک کاربردی نمی‌باشد و باید از دیدگاه مکانیک شکست جهت طراحی سازه استفاده نمود. در این مطالعه از دیدگاه مکانیک شکست الاستیک خطی استفاده شده است که فاکتوری به نام ضریب شدت تنش را مبنای طراحی قرار می‌دهد. نکته‌ی مهم در تخمین عمر با استفاده از این روش، تشخیص نوع، محل و به ویژه اندازه‌ی ترک اولیه‌ای است که در آستانه‌ی رشد قرار می‌گیرد. در این راستا



شکل ۳. مخزن کروی مدل شده در نرم افزار آباکوس



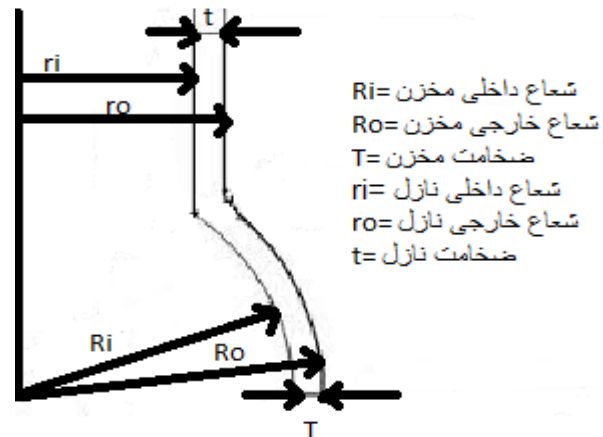
شکل ۴. توزیع تنش فون میسز و موقعیت تنش ماکزیمم در فشار ۵ مگاپاسکال

۴- روش حل

۱.۴. روش تنش عمر

تغییر تنش‌های اصلی و گستره‌های تنش با زمان به ترتیب در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است. در هر دو مورد، در کل بازه‌ی زمانی، مقادیر تنش‌ها در نقطه‌ی ماکزیمم تنش فون میسز که محل بحرانی می‌باشد، به دست آمده است. همان‌طور که شکل ۶ نشان می‌دهد، بیش‌ترین مقدار گستره‌های تنش در کل بازه‌ی زمانی یک سیکل در لحظه‌ای است که فشار ۵ مگاپاسکال است و کم‌ترین مقدار در لحظه‌ای است که فشار ۰ مگاپاسکال است. با توجه به این که در لحظه‌ای که فشار ۰ مگاپاسکال است، کلیه‌ی تنش‌ها نیز صفراند، بیش‌ترین مقدار بین معادله‌های رابطه‌ی (۱) در حکم دامنه‌ی تنش خواهد بود. مطابق با شکل ۶ این مقدار مربوط به S_1-S_3 با مقدار ۲۶۷.۵۹ مگاپاسکال است. با توجه به مدول الاستیسیته‌ی منحنی، یعنی ۱۹۵ گیگاپاسکال [۱۱] و با استفاده از رابطه‌ی (۴) داریم:

$$S_a = (1/2) * (267.59) * (195/200) = 130.45 \text{ (MPa)}$$



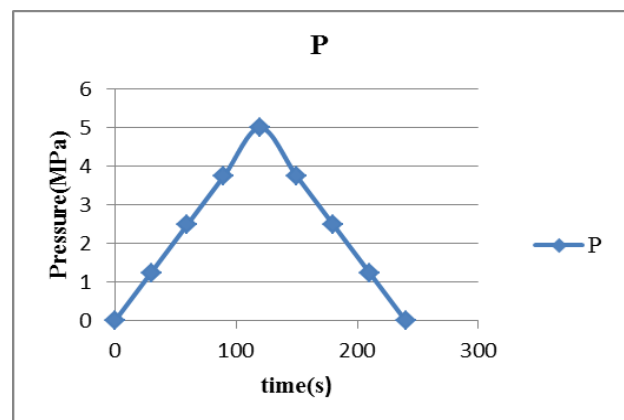
شکل ۱. پارامترهای هندسی مخزن نمونه

جدول ۱. مشخصات هندسی مخزن نمونه

ضخامت نازل (mm)	قطر داخلی نازل (mm)	ضخامت مخزن (mm)	قطر داخلی مخزن (mm)	حجم (L)
۲.۵	۲۶	۲.۵	۲۲۶	۶

جدول ۲. خواص مکانیکی مخزن نمونه در دمای اتاق و برای ضخامت‌های کمتر یا مساوی با ۶۵ میلی‌متر [۱۰]

مدول الاستیسیته استفاده شده جهت تحلیل (GPa)	ضریب پواسون	استحکام تسلیم (MPa)	استحکام نهایی (MPa)
۲۰۰	۰.۲۹	۳۴۵	۴۸۵-۶۲۰



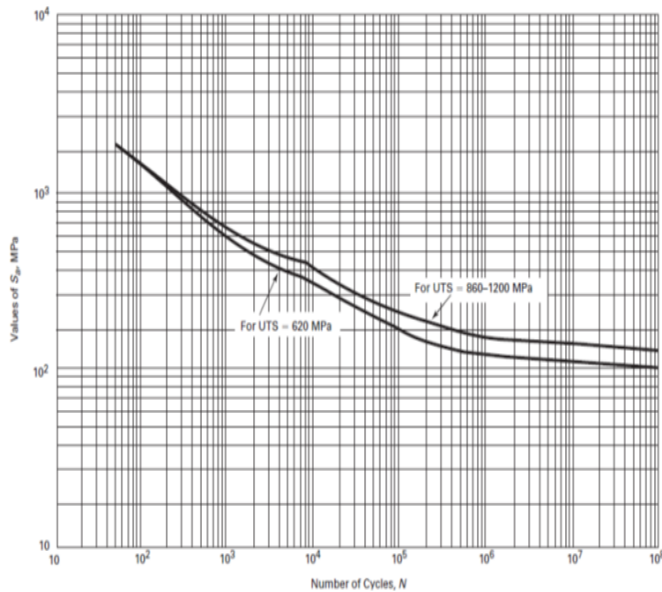
شکل ۲. منحنی فشار زمان در طی یک سیکل پر و خالی شدن

صحيح است و همچنين به علت تقارن موجود، يك هشتم کره مدل شده است.

حال به استاندارد ASME مراجعه کرده و با استفاده از رابطه (۷) که در واقع با استفاده از شکل ۷ به دست آمده است، عمر این مخزن را به دست می آوریم [۱۱].

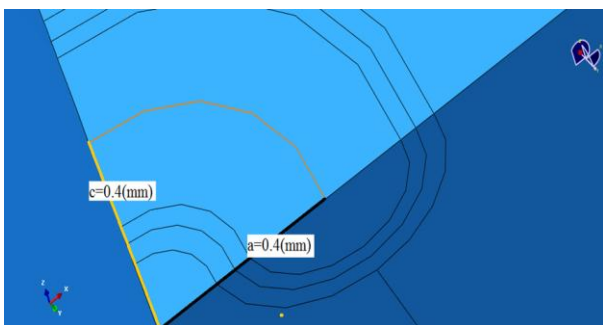
$$N = [(3.794e^{-5}) + (2.297e^{-12})S_a^3 - (8.636e^{-6})\ln(S_a)]^{-1} \quad (7)$$

با استفاده از رابطه (۷)، عمر مخزن ۱۰۲۷۵۰۹ سيكل به دست می آید.

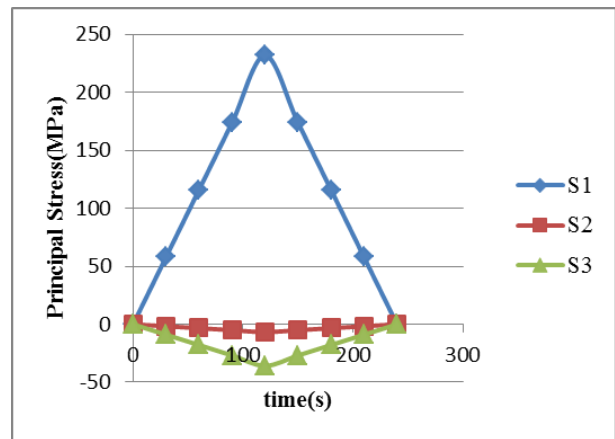


شکل ۷. منحنی تنش عمر استفاده شده جهت تخمین عمر مخزن [۱۱]

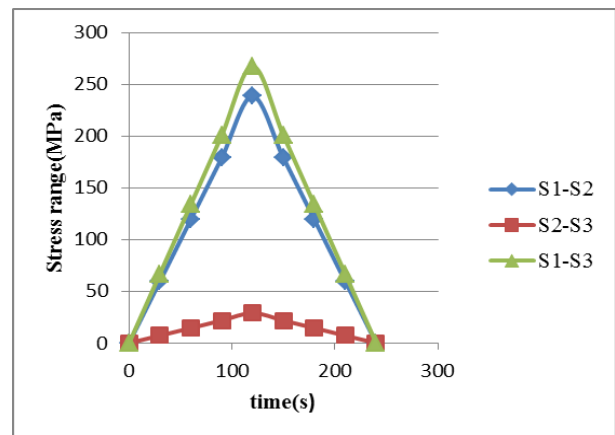
شکل ۸ نمایی از ترک مدل شده را نشان می دهد. a و c به ترتیب نشان دهنده ی عمق و نصف طول ترک می باشند. جهت مش بندی نواحی اطراف نوک ترک جهت مدل سازی صحیح سینگلاریتی نوک ترک از المان های گوه ای شکل مرتبه دوم استفاده شده است. شکل ۹ نمایی از مش بندی اطراف ترک را نشان می دهد. شکل ۱۰ توزیع تنش فون میسر و محل ماکزیم آن را در حوالی ترک به ازای فشار ۵ مگاپاسکال نشان می دهد. ماکزیم تنش فون میسر ۶۶۵.۲ بر مگاپاسکال می باشد. شکل ۱۱ منحنی ضریب شدت تنش، K، بر حسب زاویه، θ ، را برای این ترک نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود ماکزیم مقدار ضریب شدت تنش در زاویه ی صفر درجه یعنی در محل c و مینیمم ضریب شدت تنش در زاویه ی ۹۰ درجه یعنی در محل a رخ می دهد که با توجه به مشخصات هندسی مخزن نمونه، از تطابق خوبی با نتایج گزارش شده ی قبلی و منابع موجود برخوردار است [۳ و ۱۳].



شکل ۸. ترک مدل شده در یک هشتم کره



شکل ۵. تغییر تنش های اصلی با زمان در محل ماکزیم تنش فون میسر

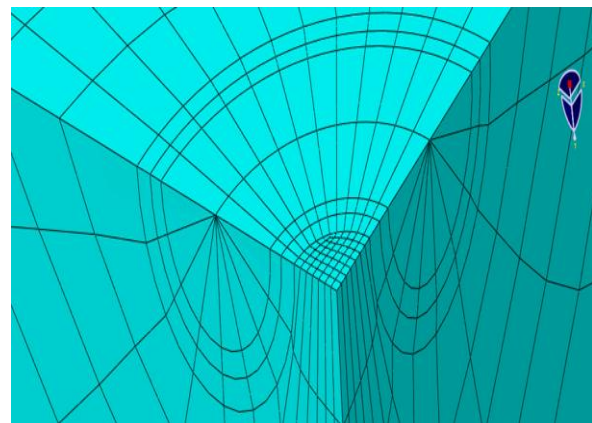


شکل ۶. تغییر گستره های تنش با زمان در محل ماکزیم تنش فون میسر

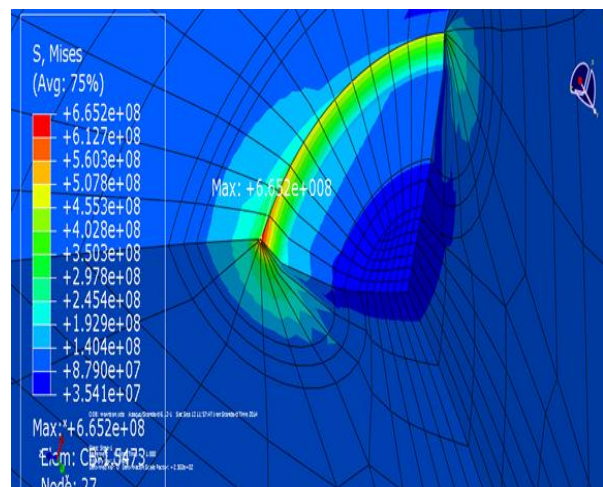
۲.۴. روش مکانیک شکست الاستیک خطی

همان طور که در بخش ۳.۲ ذکر شد، جهت تشخیص طول ترک در قطعه، به روش هایی مانند آکوستیک امیشن و فراصوت نیاز است. اما به عنوان یک معیار تقریبی، مقدار طول ترک قابل رشد در فلزات بین ۰.۲۵ تا ۱ میلی متر است [۱۲]. بر این اساس یک ترک نیم دایروی با عمق و طول اولیه ی به ترتیب برابر با ۰.۴ و ۰.۸ میلی متر در مخزن قرار داده شده است. فرض بر این بوده است که این ترک در ناحیه ی جوش اتصال دهنده ی دو نیم کره ی مخزن به وجود آمده است. بر این اساس با توجه به این که در این نواحی، فرض حالت تنش غشایی

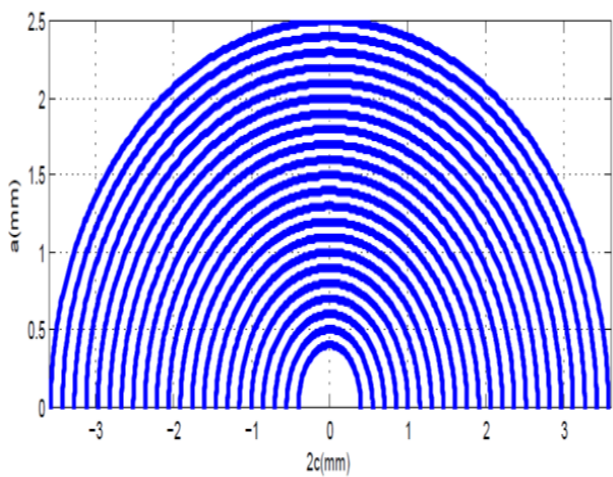
میلی متر بر سیکل می باشد. یعنی بعد از سپری شدن اولین سیکل، ترک نیم دایروی، شکل بیضوی پیدا می کند. نکته ی مهم در مسائل مربوط به ترک تاثیر همزمان نسبت های عمق به ضخامت و عمق به نصف طول ترک است [۳]. با توجه به این نکته و استفاده از منابع موجود، برای مدل مورد بررسی هیچگاه نسبت عمق به ضخامت و عمق به نصف طول ترک به اندازه ای نمی رسد که جهت رشد از عمق ترک شود و تا لحظه ی رسیدن عمق ترک به جداره ی بیرونی مخزن، نرخ رشد ترک از سمت طول ترک نسبت به عمق آن بیش تر است. بنابراین با فرض نرخ رشد ثابت عمق و نصف طول ترک، در لحظه ای که عمق ترک برابر با ضخامت جداره می شود، مقدار نصف طول ترک، c برابر ۳.۵۶ میلی متر به دست می آید. با استفاده از منابع موجود برای شرایط ترک فعلی، مقدار K برابر ۱۱.۸۶ مگاپاسکال رادیکال متر است [۳ و ۱۳]. از آن جایی که مقدار چقرمگی شکست برای فلزات مهندسی در حالت عمومی بزرگ تر از ۲۰ مگاپاسکال رادیکال متر است [۹]، عمق ترک متناظر با ضخامت جداره نمی تواند باعث شکست ناگهانی مخزن شود و در این عمق در مخزن نشتی ایجاد و ترک، راه به در می شود. شکل ۱۲، رشد ترک اولیه نیم دایروی و تبدیل آن به ترک نیم بیضوی را در محلی که ترک مدل سازی شده است، نشان می دهد.



شکل ۹. مش بندی ناحیه ی اطراف ترک



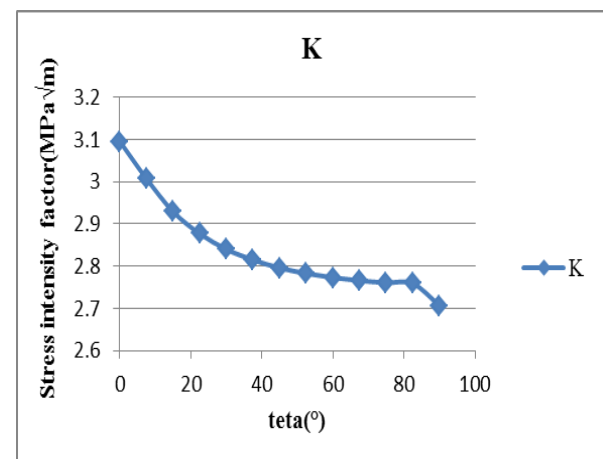
شکل ۱۰. توزیع تنش فون میسز و محل ماکزیمم مقدار آن در حوالی ترک



شکل ۱۲. رشد ترک نیم دایروی و تبدیل به ترک نیم بیضوی

برای یک ترک نیم بیضوی، مقدار ضریب شدت تنش در زاویه ی ۹۰ درجه از رابطه ی زیر محاسبه می شود [۱۴].

$$K = 1.12\sigma \sqrt{(\pi a)/Q} M_K \quad (8)$$



شکل ۱۱. منحنی ضریب شدت تنش بر حسب زاویه

برای ماده ی مورد بررسی ثابت های c و m در معادله ی ۵ به ترتیب برابر 1.65×10^{-8} و ۳ می باشد [۱۳]. با توجه به مقادیر ضریب شدت تنش در زاویه های صفر و ۹۰ درجه و با استفاده از رابطه ی ۵، نرخ رشد ترک از طول و عمق، به ترتیب برابر 4.892×10^{-7} و 2.248×10^{-7}

سیکل، ترک ایجاد شده به جداری خارجی مخزن می‌رسد و یک ترک راه به در می‌شود. راه به در شدن ترک به منزله‌ی پیش هشدار برای شکست ناگهانی به حساب می‌آید. طبیعی است که اگر این نشتی به موقع برطرف نشود، نه تنها فشار کاری مخزن را حفظ نمی‌کند بلکه منجر به تخریب نهایی مخزن در تعداد سیکلی به مراتب کمتر از تعداد سیکل پیش‌بینی شده به وسیله‌ی روش تنش عمر می‌گردد. در نتیجه روش مکانیک شکست، یک روش بسیار مهم در مسائل تحلیل خستگی و از جمله مخازن تحت فشار می‌باشد. لازم به ذکر است که در این مطالعه جهت تخمین عمر با استفاده از روش مکانیک شکست الاستیک خطی، ترک در محل جوش اتصال دهنده‌ی دو نیم‌کره‌ی مخزن قرار داده شده است. طبیعی است که اگر ترک در محل جوش اتصال دهنده‌ی نازل به قسمت کروی مخزن قرار داده شود، به علت تمرکز تنش انتظار عمر نشتی پایین‌تری را می‌توان داشت که این موضوع می‌تواند در مطالعه‌های بعدی مورد بررسی قرار گیرد.

۶. مراجع

- [1] H.M. Sant'Anna., M.F. Leal, "A practical procedure to assess critical defects in pressure vessels subjected to fatigue loads", Engineering Fracture Mechanics, No. 78, pp. 1669 – 1683, 2011.
- [2] A. Spear., A. Ingrassia, "Microstructurally small fatigue crack growth in thin, aluminum-alloy, pressure vessel liner", Procedia Engineering, No. 10, pp. 686 – 691, 2011.
- [3] M. Perl., V. Bernshtein, "3-D stress intensity factors for arrays of inner radial lunular or crescentic cracks in thin and thick spherical pressure vessels", Engineering Fracture Mechanics, No. 78, pp. 1466 – 1477, 2011.
- [4] A. Laksimi., C.Herve., C.Ennaceur., M.Cherfaoui, "AE Study of Damage Evolution in Pressure Vessels under Cyclic Loading", 30th European Conference on Acoustic Emission Testing & 7th International Conference on Acoustic Emission University of Granada, 12-15 September 2012.
- [5] T.M. Almeida Bugio., R.F. Martins., L. Leal das Neves, "Failure analysis of fuel tanks of a lightweight ship", Engineering Failure Analysis, No. 35, pp. 272 – 285, 2013.
- [6] D.J.S. Cunha., A.C. Benjamin., R.C.C. Silva., J.N.C. Guerreiro., P.R.C. Drach, "Fatigue analysis of corroded pipelines subjected to pressure and temperature loadings", International Journal of Pressure Vessels and Piping, No. 113, pp. 15 – 24, 2014.
- [7] A.C. Ugural.; *Stresses in plates and shells*, 1st Edition, McGraw-Hill book company, 1981.

که a عمق ترک، Q پارامتر شکل عیب و M_K ضریب تصحیح سطح آزاد عقب می‌باشد و به ترتیب از رابطه‌های ۹ و ۱۰ قابل محاسبه‌اند.

$$Q=1+1.464(a/c)^{1.65}, \quad a/c \leq 1 \quad (9)$$

$$Q=1+4.464(c/a)^{1.65}, \quad a/c > 1$$

و

$$M_K = 1+1.2[(a/t)-0.5] \quad (10)$$

با توجه به این که فشار کاری بین ۰ تا ۵ مگاپاسکال تغییر می‌کند و در نتیجه تنش مینیمم صفر است، رابطه‌ی ۸ به ازای تنش ماکزیمم، مقدار گستره‌ی تنش را در اختیار قرار می‌دهد. از رابطه‌های ۵ و ۱۰-۸ جهت محاسبه‌ی طول عمر مخزن تا زمانی که نشتی اتفاق می‌افتد استفاده شده‌است. از آن جایی که در هر سیکل رشد ترک، مقادیر a ، M_K و در نتیجه ΔK تغییر می‌کند از روش عددی جهت محاسبه‌ی طول عمر استفاده شده‌است. بر این اساس عمق و در نتیجه طول ترک با نرخ مشخصی افزایش داده شده و از مقادیر میانگین عمق و طول در هر سیکل استفاده شده و عمر متناظر با استفاده از رابطه‌ی پاریس به دست آمده است. در نهایت مجموع این طول عمرها به عنوان عمر کل مخزن تا لحظه‌ی نشتی در نظر گرفته شده‌است. عمر محاسبه شده به وسیله‌ی این روش تا لحظه‌ی نشتی ۹۱۸۰ سیکل می‌باشد.

۵. بحث و نتیجه‌گیری

در این مطالعه با توجه به اهمیت طول عمر مخازن تحت فشار، به تخمین عمر یک مخزن کروی نمونه‌ی کاربردی در صنعت با استفاده از نرم افزار المان محدود آباکوس و روابط و منحنی‌های موجود در استانداردهای ASME و API 579 و از دو روش تنش عمر و مکانیک شکست الاستیک خطی پرداخته شد. ابتدا عمر مخزن با استفاده از روش تنش عمر محاسبه شد و مقدار آن ۱۰۲۷۵۰۹ سیکل به دست آمد. سپس با توجه به این که در نواحی مانند جوش اتصال دهنده‌ی دو نیم‌کره‌ی مخزن بعد از تعداد سیکل معین ترک‌هایی به وجود می‌آید، یک ترک نیم‌دایروی در آستانه‌ی رشد بر اساس منابع موجود به کمک نرم افزار آباکوس مدل‌سازی و با استفاده از رابطه‌ی پاریس و روش حل عددی، طول عمر مخزن تا لحظه‌ای که عمق ترک برابر ضخامت جداره می‌شود، محاسبه شد و مقدار آن ۹۱۸۰ سیکل به دست آمد. به عبارت دیگر بعد از ۹۱۸۰

- Y.L. Lee, J. Pan., R. Hathaway., M.Barkey.; *Fatigue testing and analysis*, 1nd Edition, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. [۸]
- R.G. Budynas, J.K. Nisbett.; *Shigley's, Mechanical Engineering Design*, 9nd Edition, McGraw-Hill company, 2011. [۹]
- Data sheets for over 105,000 metals, plastics, ceramics, and composites, Available at <http://www.matweb.com>, Accessed September 6, 2014. [۱۰]
- ASME Boiler And Pressure Vessel Code, Section VIII Division 3. *Rules for Construction of Pressure Vessels*, 2010. [۱۱]
- Y.X.Z. Lu., Y. Leu, "Crack growth-based fatigue life prediction using an equivalent initial flaw model. Part I: Uniaxial loading", *International Journal of Fatigue*, No. 32, pp. 341 – 349, 2010. [۱۲]
- API 579, 2nd Edition, Fitness-For-Service, 2007. [۱۳]
- J.M. Barsom., S.T. Rolfe.; *Fracture and fatigue control in structures: Applications of fracture mechanics*, 3rd Edition, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, 1938. [۱۴]