



# تحلیل خستگی یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده تحت بارگذاری چند محوره

امیررضا شاهانی<sup>۱\*</sup>، حامد معیری کاشانی<sup>۲</sup>، محمد سالاری<sup>۲</sup>

۱- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران  
۲- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران  
\* تهران، صندوق پستی ۱۹۹۹-۱۹۳۹۵، shahani@kntu.ac.ir

**چکیده-** به منظور تحلیل خستگی پوسته‌های استوانه‌ای تقویت شده ابتدا باید میدان‌های تنش و کرنش در آن‌ها را محاسبه کرد. با توجه به اندرکنش تماسی میان اجزاء و غیر خطی بودن تحلیل، هزینه تحلیل اجزاء محدود مسأله به کمک المان‌های جامد بسیار بالا می‌باشد. از طرفی چنانچه این مسأله با استفاده از المانهای پوسته‌ای مدل‌سازی شود، پرچها و پیچها را نمی‌توان به صورت واقعی مدل کرد. در این مقاله، به منظور تحلیل تنش مسأله از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد استفاده شده است. بدین صورت که در ابتدا پوسته استوانه‌ای تقویت شده مذکور به کمک المانهای پوسته‌ای مدل‌سازی شده است که در این حالت تمامی اتصالات پیچی و پرچی به صورت المانهای فنر در نظر گرفته شده‌اند. سپس با استفاده از این تکنیک به مدل‌سازی نواحی بحرانی مسأله به کمک المان‌های جامد پرداخته شده است که در این حالت تمامی اتصالات به صورت سه بعدی در نظر گرفته شده‌اند. پس از محاسبه میدان‌های تنش و کرنش در کل سازه، تحلیل خستگی چند محوره از دیدگاه صفحه بحرانی برون-میلر صورت گرفته است. بدین منظور با کدنویسی در نرم‌افزار آباکوس، ابتدا صفحه بحرانی همه المان‌ها مشخص شده و سپس با محاسبه کرنش-های نرمال و برشی روی صفحه بحرانی، عمر هر المان پیش‌بینی شده است.

**کلیدواژگان:** پوسته‌های استوانه‌ای تقویت شده، تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد، تحلیل خستگی چند محوره، معیار صفحه بحرانی برون-میلر.

## Fatigue analysis of a reinforced cylindrical shell under multi-axial loading

A.R. Shahani<sup>1\*</sup>, H. Moayeri Kashani<sup>2</sup>, M. Salari<sup>2</sup>

1- Prof., Mech. Eng., K.N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran  
2- PhD. Student, Mech. Eng., K.N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran  
\* P.O.B. 19395-1999 Tehran, Iran. shahani@kntu.ac.ir

**Abstract-** In order to analyze fatigue life of reinforced cylindrical shells, it is necessary to calculate stress and strain fields of the structure. The cost of three dimensional stress analysis of this structure is very high with respect to its geometric complexity. So the stress analysis of the problem is performed by shell-to-solid sub-modeling technique. For this purpose, the reinforced cylindrical shell is modeled using shell elements at first, which in this case all the bolts, rivets and spot welds are considered as bushing elements. Afterwards the candidate critical zones are modeled using 3D solid elements with the help of shell-to-solid sub-modeling technique and all the connections are also modeled using 3D elements. Then the fatigue life of the problem under multi-axial loading is estimated by Brown-Miller criterion. For this purpose a special script in ABAQUS software has been used.

**Keywords:** Reinforced Cylindrical Shells, Shell-To-Solid Sub-Modeling, Multi-Axial Fatigue, Brown-Miller Criterion.

## ۱- مقدمه

پوسته‌های استوانه‌ای تقویت شده به خاطر وزن کم و استحکام بالا به طور گسترده‌ای در سازه‌های هوایی، کشتی و غیره مورد استفاده قرار می‌گیرند. این گونه سازه‌ها دارای استحکام کماتر و سفتی خمشی بالا می‌باشند. تحلیل تنش و جابجایی این سازه‌ها، با توجه به پیچیدگی‌های هندسی آنها اغلب به روش اجزاء محدود صورت می‌گیرد.

تحلیل تنش پنل‌های تقویت شده توجه محققان متعددی را به خود معطوف داشته است. ساوز و همکاران [۱] یک روش نیمه تحلیلی ساده برای پیش‌بینی رفتار ترک‌های طولی در پنل‌های انحنادار تقویت شده ترک‌دار ارائه کردند. آنها در مقاله خود از ضرایب برآمدگی برای به دست آوردن ضرایب شدت تنش استفاده کرده‌اند. ویگر [۲] در مطالعه خود روشی را برای ارتباط دادن مقاومت ترک یک پنل تقویت شده به یک صفحه بدون تقویتی را پیشنهاد داده‌است. او با توجه به نتایج محاسباتی نیروهای پرچ به صورت تحلیلی و عددی، تمرکز بارگذاری در تقویتی و کاهش ضریب شدت تنش در نوک ترک را محاسبه کرد. دکستر و همکاران [۳] یک مدل برای پیش‌بینی رشد ترک‌های خستگی در صفحات تقویت شده ارائه کرده‌اند. این مدل تحلیلی، ضریب شدت تنش بر مبنای برهم‌نهی حل مکانیک شکست الاستیک خطی و با به حساب آوردن تنش پسماند در صفحات تقویتی را تخمین می‌زند. محمود و دکستر [۴] روی پنل‌های تقویت شده جوش‌کاری شده یک سری آزمایش‌های خستگی انجام داده و رشد ترک و تداخل اثر آنها با تقویتی‌ها را مورد بررسی قرار داده‌اند. یون و همکاران [۵] در تحقیق خود گسترش ترک‌های خستگی تحت بارگذاری چرخه‌ای با دامنه ثابت در صفحات فولادی تقویت و جوش‌کاری شده را مورد مطالعه قرار داده‌اند. ایشان یک مدل اجزاء محدود برای شبیه‌سازی تنش‌های پسماند توسط یک تحلیل حرارتی ترمومکانیکی غیر کوپله ارائه کردند. هاریس و همکاران [۶] یک رهیافت مهندسی عملی برای پیش‌بینی رشد ترک در اتصالات لبه‌ای پرچ‌دار توصیف کرده و پیش‌بینی‌ها را با نتایج به دست آمده از چندین مطالعه آزمایشگاهی مقایسه کردند. رفتار رشد ترک خستگی در پنل‌های تقویت شده تحت بارگذاری دو جهته کششی توسط بک [۷] مورد بررسی قرار گرفته‌است. همچنین زونگ و همکاران [۸] روی مقاومت پسماند پنل‌های آلیاژ

آلومینیوم تقویت شده در معرض آسیب خستگی فراگیر، بررسی‌های تحلیلی و آزمایشگاهی انجام داده‌اند. در این مطالعه ۹ پنل از این جنس و با سه نوع مختلف از آسیب مورد آزمایش قرار گرفته است. مقایسه ضرایب شدت تنش در نوک ترک‌های مجاور پنل‌ها با نتایج آزمایشگاهی توافق خوبی را نشان می‌دهد. همچنین در تحقیق‌های انجام شده توسط چوی [۹] و ویکیتیست [۱۰] یک مطالعه تئوری روی عکس‌العمل غیر خطی پنل‌های تقویت شده در معرض فشار و بارهای حرارتی انجام شده است. زیو و همکاران [۱۱] به مطالعه عکس‌العمل سازه‌ای و دوام خستگی سازه‌های جعبه‌ای شکل تقویت شده در معرض بارگذاری صوتی پرداختند. آنها از تحلیل اجزاء محدود برای به دست آوردن عکس‌العمل دینامیکی این سازه‌ها استفاده کرده‌اند. گیگیو و همکاران [۱۲] با استفاده از نرم‌افزارهای اجزای محدود یک تحلیل تنش و رشد ترک خستگی روی پنل‌های مسطح تقویت شده انجام داده‌اند. آنها از روش زیر مدل‌سازی استفاده کرده‌اند و نتایج را با تست مقایسه کرده‌اند. همچنین فوساتی و همکاران [۱۳] مدل‌سازی اجزاء محدود رشد ترک خستگی در صفحات تقویت شده مسطح یک‌پارچه را انجام داده‌اند.

با وجود کارهای انجام شده قبلی، هنوز یک تحلیل تنش روی یک پوسته استوانه‌ای کامل همراه با تمام تقویتی‌ها، در پیچه‌ها، پرچ‌ها و پیچه‌ها انجام نشده است. لذا در مقاله حاضر ابتدا به تحلیل تنش و جابجایی یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده همراه با رینگ‌ها (فلنج‌های اتصالی)، تقویتی‌ها و اتصالات آنها به روش اجزای محدود پرداخته شده است. به این منظور از نرم‌افزار آباکوس<sup>۱</sup> استفاده شده است. در این مسأله، به منظور مدل‌سازی اتصالات مانند پرچ‌ها و پیچه‌ها، می‌بایست مسأله به صورت سه بعدی مدل شود. اما با توجه به غیرخطی بودن تحلیل (به علت در نظر گرفتن اندرکنش تماسی میان اجزاء) و با توجه به پیچیدگی‌های موجود در مسأله، می‌توان گفت که هزینه تحلیل مسأله مذکور به صورت سه بعدی بسیار بالا می‌باشد. همچنین در مدل‌سازی مسأله با استفاده از المانهای پوسته‌ای نیز اتصالات سازه از جمله پیچه‌ها و پرچ‌ها را نمی‌توان به صورت واقعی (سه بعدی) مدل کرد. در نتیجه با استفاده از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد<sup>۲</sup>، الگوریتمی مطابق

1. ABAQUS V.6.10  
2. Shell to SolidSub Modeling

که  $\gamma$  بیشینه است،  $S$  ضریب اثر کرنش عمودی،  $\sigma_f'$  ضریب مقاومت خستگی<sup>۴</sup>،  $b$  توان مقاومت خستگی<sup>۵</sup> و یا توان باسکوئین<sup>۶</sup>،  $\epsilon_f'$  ضریب نرمی خستگی<sup>۷</sup>،  $c$  توان نرمی خستگی<sup>۸</sup>،  $N_f$  تعداد سیکل‌ها و ضرایب  $A$  و  $B$  نیز وابسته به  $S$  بوده و از رابطه (۲) محاسبه می‌شوند [۱۴].

$$A = 1.3 + 0.7S ; B = 1.5 + 0.5S \quad (2)$$

درحالتی که ضریب پواسون الاستیک برابر  $0.3$  و ضریب پواسون پلاستیک برابر  $0.5$  در نظر گرفته شود، مقدار  $S$  معادل  $0.5$  به دست می‌آید [۱۴]. در این حالت رابطه (۱) را می‌توان به صورت رابطه (۳) در نظر گرفت.

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\epsilon_N}{2} = 1.65 \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + 1.75 \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (3)$$

به منظور در نظر گرفتن اثر تنش میانگین در این رابطه، می‌توان از روش اصلاح مورو<sup>۹</sup> استفاده نمود. به این صورت که مطابق رابطه (۴) با کم کردن تنش متوسط (میانگین) از ضریب مقاومت خستگی، اثرات تنش متوسط را نیز در نظر گرفت [۱۴].

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\epsilon_N}{2} = 1.65 \frac{\sigma_f' - 2\sigma_{\text{mean}}^N}{E} (2N_f)^b + 1.75 \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (4)$$

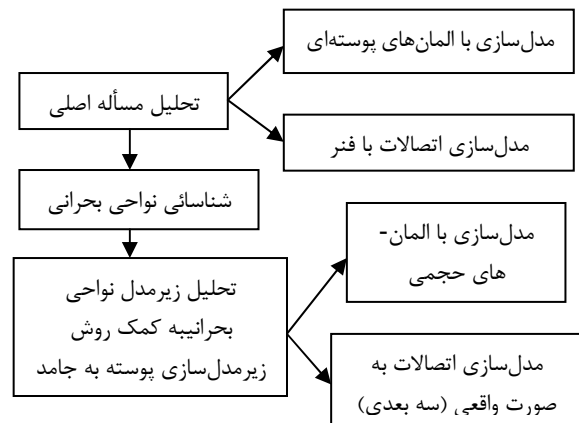
توجه شود که تنش  $\sigma_{\text{mean}}^N$  تنش متوسط روی صفحه بحرانی (صفحه‌ای که دامنه کرنش برشی روی آن بیشینه است) می‌باشد. از آنجا که ضریب مقاومت خستگی ( $\sigma_f'$ ) برای حالت کشش تک محوره می‌باشد، پس تنش متوسط همین حالت که معادل دو برابر تنش متوسط در صفحه دامنه کرنش برشی بیشینه می‌باشد، می‌بایست در نظر گرفته شود.

درابر [۱۵] با انجام آزمایش و مشاهدات تجربی فراوان پیشنهاد نموده است که استفاده از معیار برون-میلر برای مواد نرم دقت مناسب‌تری در مقایسه با دیگر معیارها ایجاد می‌کند. در حالی که برای مواد ترد، معیار کرنش اصلی با اصلاح تنش میانگین مورو بسیار مناسب تر خواهد بود.

به منظور تخمین عمر از روش برون-میلر برنامه کمکی<sup>۱۰</sup> به زبان پیتون<sup>۱۱</sup> در نرم‌افزار آباکوس نوشته شده است که البته تنها

شکل ۱ برای تحلیل تنش این مسأله در نظر گرفته شده است. با استفاده از این تکنیک، در ابتدا کل مسأله به کمک المانهای پوسته‌ای مدل‌سازی شده است که در این حالت تمامی اتصالات پیچی، پرچی و نقطه جوش‌ها به صورت المانهای فنر<sup>۱</sup> در نظر گرفته می‌شود. سپس با استفاده از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد به مدل‌سازی نواحی بحرانی مسأله به صورت سه بعدی پرداخته شده است که در این حالت تمامی اتصالات به صورت واقعی در نظر گرفته شده‌اند. لازم به ذکر است که نیروی کشش اولیه ناشی از بستن پیچ‌ها نیز به کمک تکنیک پیش‌بار پیچ<sup>۲</sup> مدل‌سازی شده است. پس از محاسبه میدان‌های تنش و کرنش در کل سازه، تحلیل خستگی از دیدگاه صفحه بحرانی برون-میلر<sup>۳</sup> صورت گرفته است. در این معیار، صفحه بحرانی صفحه‌ای است که در آن دامنه کرنش برشی ( $\gamma_a$ ) بیشینه شود. مطابق رابطه (۱)، ایشان پیشنهاد دادند که هم کرنش برشی سیکلی و هم کرنش نرمال سیکلی روی صفحه بحرانی باید در نظر گرفته شوند. کرنش برشی سیکلی به جوانه‌زنی ترک و کرنش نرمال به رشد آن کمک می‌کنند.

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\epsilon_N = A \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + B \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (1)$$



شکل ۱ الگوریتم تحلیل تنش مسأله

که در آن:

$\gamma_{\max}$  کرنش برشی بیشینه،  $\epsilon_N$  کرنش نرمال در صفحه‌ای

4. Fatigue Strength Coefficient  
5. Fatigue Strength Exponent  
6. Basquin Exponent  
7. Fatigue Ductility Coefficient  
8. Fatigue Ductility Exponent  
9. Morrow  
10. Script  
11. Python

1. Bushing Element  
2. Bolt Load  
3. Brown-Miller

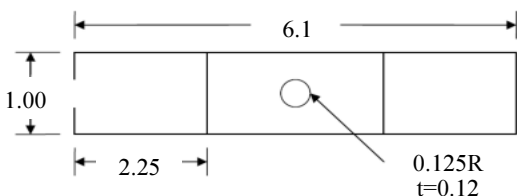
لازم به ذکر است که تنش متوسط روی صفحه بحرانی برابر با نصف تنش متوسط محوری می‌باشد. به عبارت دیگر با محاسبه مقادیر ویژه تانسور تنش متوسط هر المان نیز می‌توان تنش متوسط روی صفحه دامنه کرنش برشی بیشینه (صفحه بحرانی) را محاسبه کرد.

بدین ترتیب با محاسبه بیشینه دامنه کرنش برشی  $\gamma_a^{\max}$  و دامنه کرنش نرمال در صفحه دامنه کرنش برشی بیشینه (صفحه بحرانی)  $\epsilon_a^N$  و همچنین تنش متوسط در این صفحه  $\sigma_{n,mean}$  برای هر المان، از یک سو و با توجه به ثوابت ماده  $c, \epsilon'_f, b, \sigma'_f$  از سوی دیگر، می‌توان عمر هر المان  $N_f$  را به کمک رابطه (۵) محاسبه نمود.

$$\log(N_f) = \frac{1}{c} \log \left\{ \frac{1}{1.75 \epsilon'_f} [\gamma_a^{\max} + \epsilon_a^N] - 1.65 \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{n,mean}}{E} (2N_f)^b \right\} - \log(2) \quad (5)$$

به منظور صحت‌گذاری برنامه نوشته شده، از داده‌های آزمایشگاهی ایورت [۱۶] استفاده شده است. ایشان آزمایش‌هایی روی نمونه نشان داده شده در شکل ۳، از جنس فولاد ۴۳۴۰ که خواص آن در جدول ۱ ارائه شده است، تحت بارگذاری خستگی در دامنه تنش‌های مختلف انجام دادند.

برای استفاده از برنامه نوشته شده ابتدا هندسه نمونه آزمایش شده با در نظر گرفتن خواص ماده مطابق جدول ۱، در نرم‌افزار آباکوس مدل‌سازی شده و تحت دامنه بارهای مختلف مورد تحلیل تنش قرار می‌گیرد. سپس عمر خستگی نمونه مورد نظر در دو حالت با و بدون در نظر گرفتن اثر تنش میانگین به کمک این برنامه محاسبه می‌شود.



شکل ۳ نمونه‌های آزمایش شده توسط ایورت [۱۶] (واحد ابعاد برحسب اینچ است)

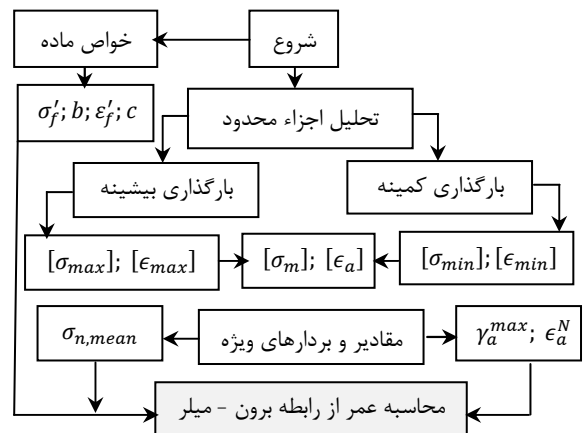
جدول ۱ خواص ماده فولاد ۴۳۴۰ [۱۶]

$c$	$\epsilon'_f$	$b$	$\sigma'_f$ (MPa)
-۰/۶	۰/۴۸	-۱/۰۹۱	۱۹۹۹/۵

برای بارگذاری دامنه ثابت معتبر می‌باشد. برای تخمین عمر هر قطعه دلخواه به کمک این برنامه کافی است ابتدا قطعه مورد نظر را در نرم‌افزار آباکوس تحت دو مرحله<sup>۱</sup> که در مرحله اول قطعه تحت بار کمینه و در مرحله دوم تحت بار بیشینه می‌باشد، تحلیل کرده تا میدان‌های تنش و کرنش در هر المان به ازای بار بیشینه و کمینه حاصل شوند. سپس به کمک الگوریتم نشان داده شده در شکل ۲ می‌توان کانتور عمر در کل قطعه مورد نظر را به دست آورد.

همان‌طور که اشاره شد با تحلیل تنش مسأله مورد نظر در نرم‌افزار آباکوس، میدان‌های تنش و کرنش حاصل خواهند شد. به عبارت دیگر ابتدا تانسور تنش و تانسور کرنش برای هر المان در هر دو حالت بارگذاری کمینه و بیشینه محاسبه می‌شوند. سپس از روی تانسورهای کرنش بیشینه  $[\epsilon_{max}]$  و کرنش کمینه  $[\epsilon_{min}]$ ، می‌توان تانسورهای دامنه کرنش  $[\epsilon_a]$  و کرنش متوسط  $[\epsilon_m]$  برای هر المان را محاسبه کرد. همچنین از روی تانسورهای تنش بیشینه  $[\sigma_{max}]$  و تنش کمینه  $[\sigma_{min}]$ ، می‌توان تانسور تنش متوسط  $[\sigma_m]$  برای هر المان را نیز محاسبه کرد.

حال با محاسبه مقادیر ویژه و بردارهای ویژه تانسور دامنه کرنش  $[\epsilon_a]$  می‌توان دامنه کرنش برشی بیشینه و صفحه مربوط به آن (صفحه بحرانی) و سپس دامنه کرنش نرمال روی آن صفحه را برای هر المان محاسبه کرد. همچنین با داشتن بردار یکه صفحه بحرانی از یک سو و تانسور تنش متوسط هر المان از سوی دیگر، می‌توان تنش متوسط روی صفحه بحرانی را نیز محاسبه نمود.

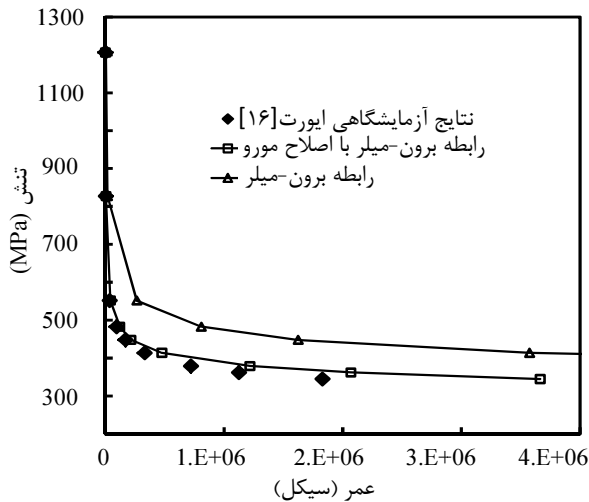


شکل ۲ الگوریتم تخمین عمر از روش B&M

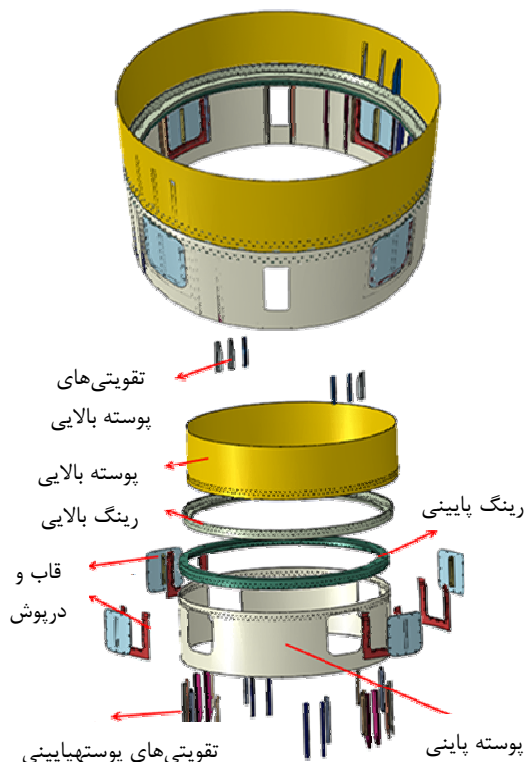
1.Step



از داخل توسط نقطه جوش به پوسته متصل شده است و ۴ درپوش نیز از بیرون روی آنها و روی رینگ پایینی پیچ می‌شود.



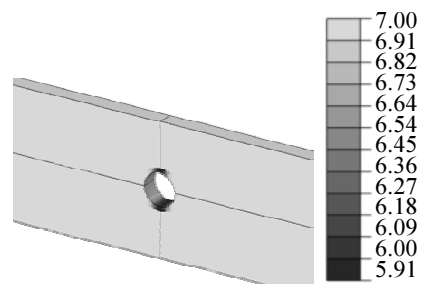
شکل ۵ مقایسه میان نتایج حاصل از کد و نتایج آزمایشگاهی



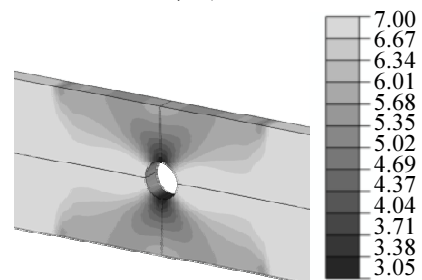
شکل ۶ اجزای تشکیل دهنده پوسته تقویت شده

همچنین جهت تقویت پوسته، تقویت کننده‌هایی طولی در نقاط مختلفی روی بدنه پوسته توسط نقطه جوش متصل

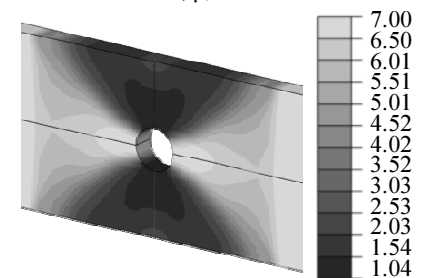
شکل ۴ کانتور لگاریتم عمر به ازای دامنه بارهای ۷۰۰، ۱۲۰۰ و ۱۷۵۰ نیوتن را نمایش می‌دهد. همان‌طور که انتظار می‌رفت، کمترین مقدار عمر در گوشه‌های سوراخ نمونه حاصل می‌شود. در شکل ۵ نیز نتایج حاصل از برنامه کمکی مذکور در دو حالت با و بدون در نظر گرفتن اثر تنش میانگین، با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است. ملاحظه می‌شود که نتایج در حالتی که اثر تنش میانگین منظور شده است از تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی برخوردار است.



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۴ کانتور لگاریتم عمر به ازای دامنه بارهای الف-۷۰۰، ب-۱۲۰۰ و ج-۱۷۵۰ نیوتن (عمر برحسب سیکل است)

## ۲- معرفی مسأله

در شکل ۶ نمای سه بعدی مدل و نمای انفجاری آن دیده می‌شود. مدل مورد نظر تشکیل شده است از یک پوسته پایینی که دارای ۶ دریچه بوده که ۴ عدد از آنها دارای قاب می‌باشند و

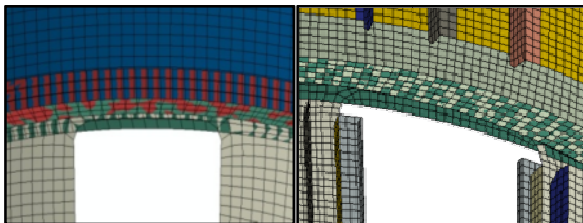
### ۳- تحلیل تنش مسأله

همان‌طور که در مقدمه نیز ذکر گردید در اینجا به علت پیچیده بودن مدل از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد استفاده شده است. بدین منظور بایستی در مرحله اول مدل پوسته‌ای همراه با تمام تقویتی‌ها و اتصالات آن مدل‌سازی و تحلیل شود. لازم به ذکر است که در این قسمت، به منظور مدل‌سازی اتصالات به کمک المان فنر، نیازی به در نظر گرفتن سوراخ‌ها در مدل نیست.

المان‌بندی مدل اصلی با استفاده از المان پوسته‌ای و مربعی درجه اول (خطی)<sup>۱</sup> انجام می‌شود که این المان دارای ۴ گره بوده و هر گره دارای ۶ درجه آزادی جابجایی و چرخش می‌باشد. به دلیل این که در مدل حاضر سطوح تماسی انحادار متعددی وجود دارد، بایستی در مش‌بندی مدل دقت کافی صورت بگیرد تا اینکه از یک مش بندی منطبق<sup>۲</sup> استفاده نمود. در شکل ۸ مش‌بندی منطبق و مش‌بندی غیر منطبق مسأله با یکدیگر مقایسه شده است.

در حالتی که مش‌بندی غیر منطبق است. المان‌ها در داخل یکدیگر فرو رفته و باعث ایجاد خطا در تحلیل می‌شوند. در نهایت در شکل ۹ مدل مش‌بندی شده نهایی دیده می‌شود که دارای ۴۳۵۵۱ المان می‌باشد. لازم به ذکر است که ضریب منظر تمامی این المانها کوچک‌تر از ۵ می‌باشد.

مسأله مورد نظر یک مسأله تماسی بین سطوح می‌باشد که در آن پوسته‌ها با رینگ‌ها و همچنین تقویتی‌ها و قاب‌ها با پوسته‌ها در تماس سطح به سطح می‌باشند. به این منظور بیش از ۲۰ جفت تماسی<sup>۳</sup> با ضریب اصطکاک برابر ۰/۲ در مدل تعریف شده است.



(ب)

(الف)

شکل ۸ نمایشی از یک مش‌بندی الف- منطبق و ب- غیر منطبق

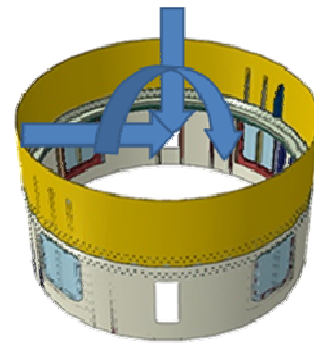
- 1.S4R
- 2.Matched Mesh
- 3.Contact Pairs

گردیده است. در بالای پوسته پایینی نیز رینگ پایینی توسط تعدادی پرچ به پوسته متصل شده است. به طور مشابه رینگ بالایی نیز در انتهای پوسته بالایی توسط پرچ به آن متصل شده و در نهایت نیز رینگ بالایی و پایینی توسط پیچ به یکدیگر متصل شده‌اند. جنس دو رینگ بالا و پایین از آلومینیم و سایر قطعات از آلیاژهای فولاد می‌باشند. که خواص مکانیکی آنها در جدول ۲ ارائه شده است.

پوسته پایینی از قسمت پائین تقریباً صلب بوده و شرایط مرزی گیرداری بر آن حاکم است. بارهای وارده به قسمت فوقانی پوسته بالایی نیز، مطابق شکل ۷ می‌باشد. این بارها شامل یک بار فشاری ثابت و یک ممان خمشی و نیروی برشی سیکلی می‌باشند که مقادیر آن در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۲ خواص مکانیکی قطعات بکار رفته در مدل

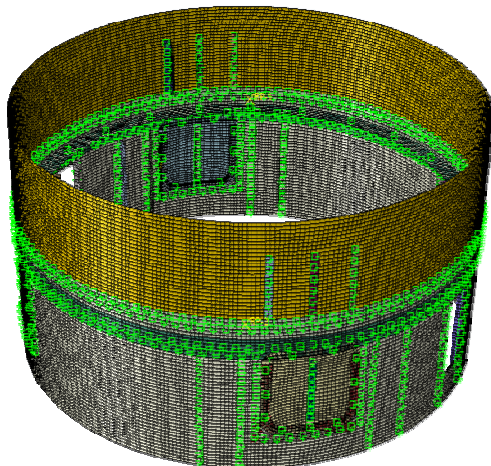
خواص ماده	دو رینگ بالایی و پایینی	پوسته‌ها و تقویتی‌ها
مدول یانگ (GPa)	۷۱	۲۱۰
تنش تسلیم (MPa)	۱۷۶	۳۴۵
تنش نهائی (MPa)	۳۴۱	۵۸۸
$\sigma_f'$ (MPa)	۶۴۵	۱۰۲۸
$b$	-۰/۰۹۷	-۰/۰۹۰
$\epsilon_f'$	۰/۲۲	۰/۶۰
$c$	-۰/۶۰	-۰/۵۶



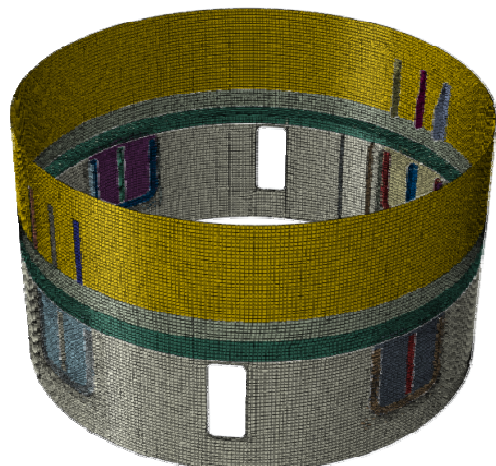
شکل ۷ نحوه اعمال بارهای وارده بر سازه

جدول ۳ مقادیر بارهای اعمالی به مدل

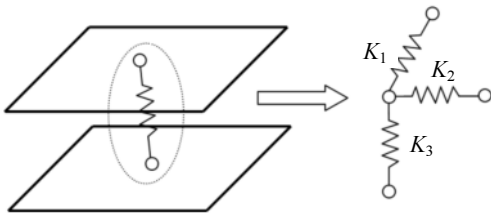
نوع بارگذاری	مقدار بار
$F_y$ (kN)	-۱۰۴
$q_{max}$ (kN)	۳۹
$q_{min}$ (kN)	-۲۲
$M_{max}$ (kN.m)	۵۱۰
$M_{min}$ (kN.m)	-۲۹۱



شکل ۱۰ مدل پوسته‌ای همراه با نقاط موقعیت‌یابی آن



شکل ۹ نمای مش بندی شده پوسته تقویت شده



شکل ۱۱ اتصال دهنده‌های از نوع فنر سه بعدی

$$K_{1,2} = \frac{E_{SK}D}{\left[A + C \left(\frac{D}{B_1} + \frac{D}{B_2}\right)\right]}, K_3 = \frac{ED^2\pi}{2(B_1 + B_2)} \quad (6)$$

که در آن:

$E_{SK}$  مدول الاستیسیته پوسته،  $E$  مدول الاستیسیته اتصال دهنده،  $D$  قطر اتصال دهنده،  $B_1, B_2$  ضخامت ورق‌های اتصال و  $A, C$  ثوابتی با توجه به جنس اتصال دهنده می‌باشند که برای ماده آلومینیومی برابر  $C = 0.8, A = 5$  است [۱۹]. در جدول ۴ مقادیر محاسبه شده برای ضرایب سختی اتصالات پیچ‌ها و پرچ‌های مسأله ارائه شده است.

به منظور اعمال بارگذاری و شرایط مرزی، مطابق شکل ۱۲، نقطه مرجع<sup>۵</sup> اول به‌عنوان نماینده محل اعمال بارگذاری و همچنین نقطه مرجع دوم نیز به‌عنوان نماینده محل اعمال شرایط مرزی گیرداری کامل در نظر گرفته شده است. این نقاط به ترتیب به لبه بالایی پوسته بالایی و لبه پایینی پوسته پایینی کوپل شده‌اند. لذا درجات آزادی نقطه مرجع دوم در تمام جهات مقید شده و بارگذاری نیز طبق جدول ۳ به نقطه مرجع اول اعمال شده است.

در مدل پوسته‌ای برای تعریف اتصالات پرچ، پیچ و نقطه جوش از المان‌های فنر و تکنیک اتصال نقطه پایه<sup>۱</sup> در نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است [۱۷].

در این روش ابتدا می‌بایست نقاط موقعیت‌یابی<sup>۲</sup> در محل اتصالات روی مدل تعریف شوند. در شکل ۱۰ مدل اصلی پوسته‌ای که نقاط موقعیت‌یاب در محل پرچ‌ها، پیچ‌ها و نقطه جوش‌ها در نظر گرفته شده‌اند، نشان داده شده است.

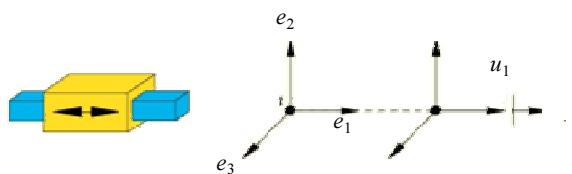
سپس میان سطوح اتصالاتی در محل نقاط موقعیت‌یاب از قیود اتصال دهنده با خواص سختی در جهات مختلف استفاده شده است. لازم به ذکر است که در روش فوق، نیازی به مدل‌سازی سوراخ پرچ و یا پیچ نیست و به جای آن یک شعاع کوپلینگ برای اتصال دهنده در نظر گرفته می‌شود [۱۷]. در اینجا اتصالات نقطه جوش به‌صورت تیر صلب<sup>۳</sup> در نظر گرفته شده‌اند، اما برای اتصالات پیچ و پرچ از المان فنر سه بعدی<sup>۴</sup> استفاده شده است که نمای شماتیک آن در شکل ۱۱ قابل مشاهده است [۱۸].

برای المان‌های فنر، در سه جهت، ضریب فنریت خطی تعریف شده است که این ضرایب با توجه به خواص پرچ و پیچ و ورق‌های اتصالاتی تعیین می‌شوند [۱۹].

برای تعیین این ضرایب، از رابطه نیمه تجربی سوئیفت [۲۰] (رابطه (۶)) استفاده شده است که تابعی از خواص المان و ورق‌های اتصالاتی می‌باشد.

1. Point-Based Fastener
2. Positioning Points
3. Rigid Beam
4. Bushing

5. Ref-Point

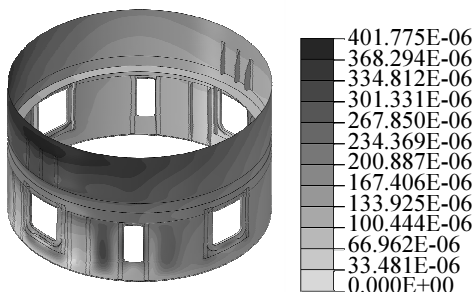


شکل ۱۳ اتصال دهنده‌های از نوع انتقالی

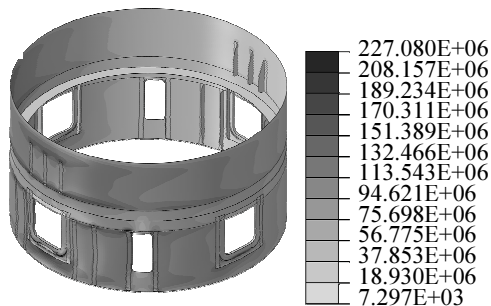
در مرحله اول تحلیل، ابتدا نیروی پیش بار ناشی از بستن پیچ‌ها مطابق جدول ۵ اعمال شده و سپس در مرحله دوم، بارهای وارده به سازه اعمال خواهد شد. در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ به ترتیب کانتورهای جابجایی و کانتورهای تنش فون میزز در کل مدل پوسته‌ای نشان داده شده است. بیشینه جابجایی کل سازه برابر ۰/۴۰۱ میلی متر و بیشینه تنش فون میزز نیز برابر ۲۲۷/۰۸ مگاپاسکال می‌باشد. با توجه به این شکل‌ها می‌توان نواحی بحرانی کل سازه را تشخیص داد.

جدول ۵ مقادیر نیروهای پیش بار ناشی از بستن پیچ‌ها

نیروی پیش بار (kN)	نوع پیچ
۳۱/۵	M12
۵	M6



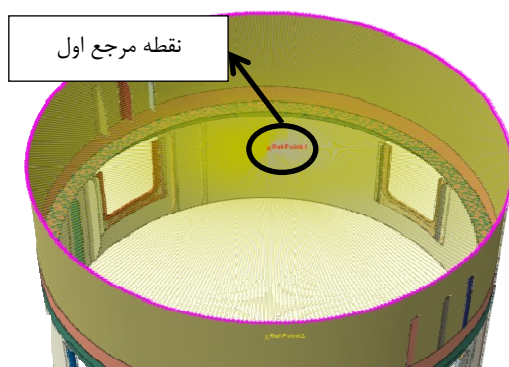
شکل ۱۴ کانتور جابجایی (برحسب میلی‌متر) در بخش‌های مختلف مدل



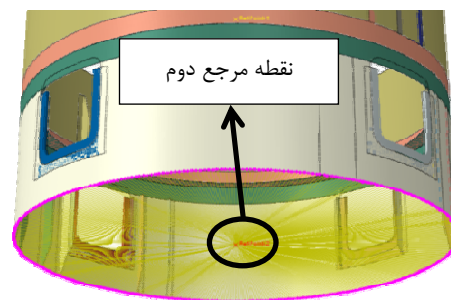
شکل ۱۵ کانتور تنش فون میزز (برحسب پاسکال) در بخش‌های مختلف مدل

جدول ۴ مقادیر ضرایب سختی در نظر گرفته شده برای اتصالات

نوع اتصال	$K_1$ (kN/m)	$K_2$ (kN/m)	$K_3$ (kN/m)
پیچ بین درپوش و قاب	۷۴۴۷۵/۵	۷۴۴۷۵/۵	۳۹۵۸۲۹۰
پیچ بین درپوش و رینگ	۷۹۸۳۵/۱	۷۹۸۳۵/۱	۱۶۹۶۴۱۰
پیچ بین رینگ‌ها	۱۳۹۰۰/۱/۹	۱۳۹۰۰/۱/۹	۱۳۳۰۵۱۷
پرچ بین رینگ و پوسته در قسمت نازک تر	۶۸۲۰۰	۶۸۲۰۰	۹۷۳۸۶۵
پرچ بین رینگ و پوسته در قسمت ضخیم تر	۶۵۱۴۹	۶۵۱۴۹	۷۶۸۸۴۰/۷
پرچ بین قاب و تقویتی و رینگ و پوسته پایینی	۴۰۱۴۱/۶	۴۰۱۴۱/۶	۷۸۵۳۷۵



(الف)



(ب)

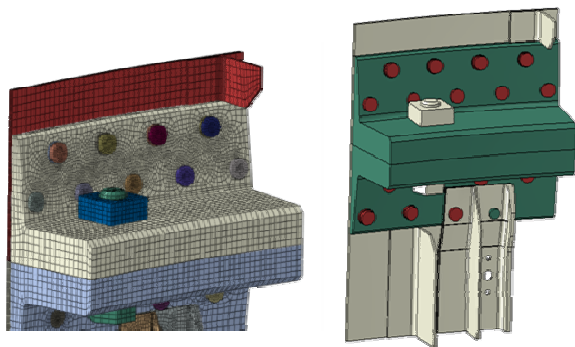
شکل ۱۲ الف- نقطه مرجع اول (محل اعمال بارگذاری) و ب- نقطه مرجع دوم (محل اعمال شرایط مرزی)

اما به منظور در نظر گرفتن نیروی پیش بار ناشی از بستن پیچ‌ها در مدل پوسته‌ای نیز مطابق شکل ۱۳ از المان‌های اتصال دهنده انتقالی<sup>۱</sup> در کنار المان‌های فنر در محل پیچ‌ها استفاده شده است [۱۷].

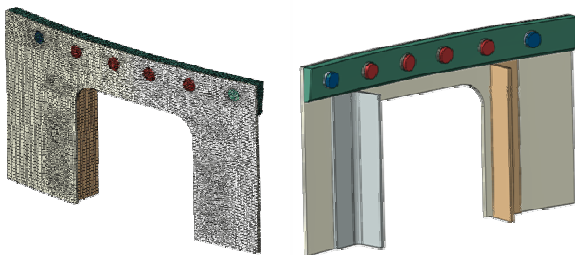
1. Translator Element



این نیرو به کمک تکنیک پیش‌بار پیچ در نرم‌افزار آباکوس اعمال می‌شود. البته تنها زمانی از این روش استفاده می‌شود که هدف اصلی، تحلیل فلنجهای اتصال باشد و نه تحلیل خود پیچ‌ها.

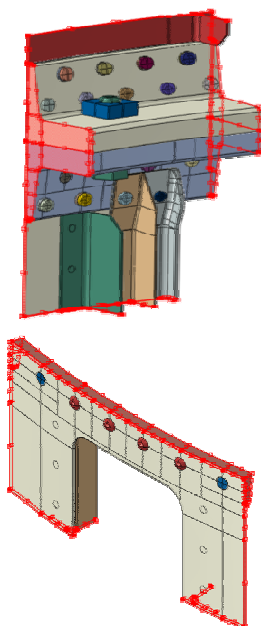


(الف)



(ب)

شکل ۱۷ مدل هندسی و نمای مش‌بندی شده زیر مدل الف- ناحیه بحرانی اول ب- ناحیه بحرانی دوم



شکل ۱۸ اعمال شرط مرزی زیر مدل روی مرزها

این نواحی در اطراف دریچه‌ها و در سمت ناحیه تحت فشار ناشی از گشتاور اعمالی قرار دارند.

همان‌طور که در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ دیده می‌شود، به دلیل جهت گشتاور اعمالی که در صفحه گذرنده از تقویتی‌ها اعمال می‌شود، مقدار بیشینه جابجایی و تنش، در ناحیه اطراف تقویتی‌ها اتفاق می‌افتد. چون گشتاور اعمالی با نیروی فشاری اعمالی روی پوسته هم جهت هستند، بیشینه تنش و جابجایی در ناحیه فشاری گشتاور روی پوسته اتفاق می‌افتد. لذا دو ناحیه به‌عنوان نواحی بحرانی در نظر گرفته شده است.

ناحیه اول اطراف قاب و دریچه و ناحیه دوم نیز گوشه دریچه نشان داده شده در شکل ۱۶ می‌باشد.

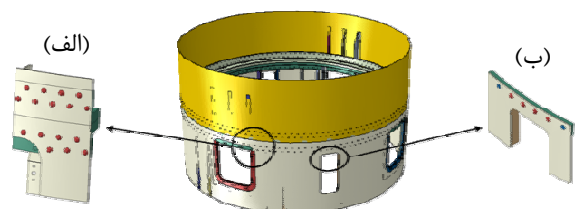
شکل ۱۷ مدل سه‌بعدی و مش‌بندی شده زیر مدل ناحیه-

های بحرانی اول و دوم را نشان می‌دهد.

در مش‌بندی مسأله از المان جامد و مکعبی درجه اول استفاده شده که دارای ۸ گره بوده و هر گره دارای ۳ درجه آزادی جابجایی می‌باشد. به منظور افزایش دقت، در اطراف سوراخ‌ها مش‌بندی با چگالی بیشتری صورت گرفته است.

به منظور مدل‌سازی تماس میان سطوح نیز بیش از ۷۰ جفت تماسی با ضریب اصطکاک ۰/۲ (تماس فلز با فلز در حالت خشک و بدون روغن‌کاری) تعریف شده است.

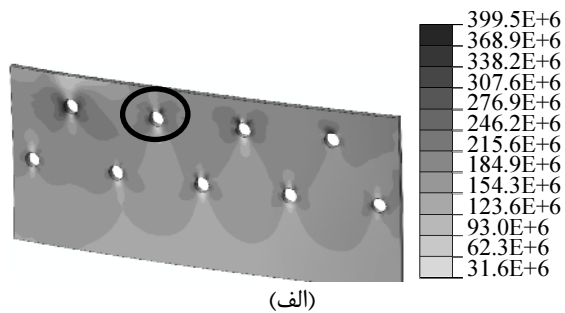
مطابق شکل ۱۸ شرط مرزی از نوع زیر مدل<sup>۲</sup> روی مرز برش خورده از مدل اصلی<sup>۳</sup> اعمال شده است. با اعمال شرط مرزی زیر مدل روی مرزها در واقع مقادیر جابجایی (درجات آزادی گره‌ها) از نتایج تحلیل مدل پوسته‌ای اصلی خوانده شده و روی این سطوح اعمال می‌شود. البته در مرحله اول تحلیل، ابتدا نیروی پیش‌بار ناشی از بستن پیچ‌ها اعمال شده است.



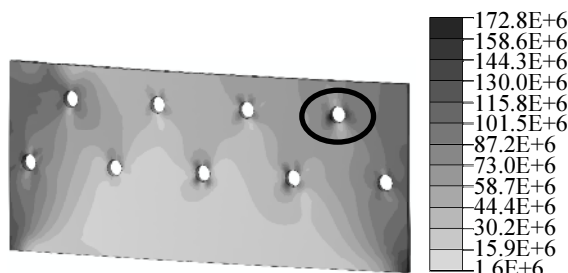
شکل ۱۶ ناحیه بحرانی الف- اول و ب- دوم انتخاب شده برای تحلیل زیر مدل مسأله

1. C3D8R
2. Sub-Modeling Boundary Condition
3. Cutting Planes

بیشینه مقدار تنش در سوراخ پیچ و در اثر نیروی ناشی از بستن پیچ اتفاق افتاده و مقدار آن ۱۵۴ مگاپاسکال می‌باشد.

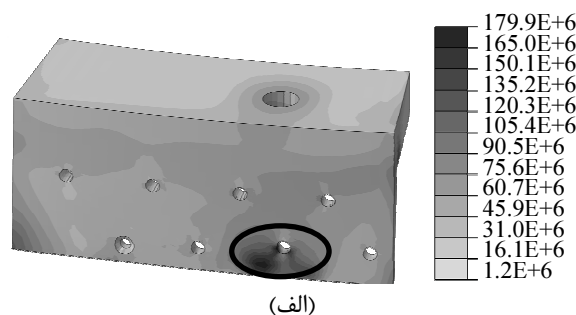


(الف)

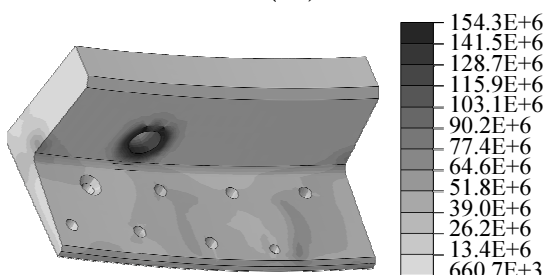


(ب)

شکل ۲۰ نتایج تحلیل تنش (برحسب پاسکال) پوسته بالائی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول تحت الف- بار بیشینه ب- بار کمینه



(الف)



(ب)

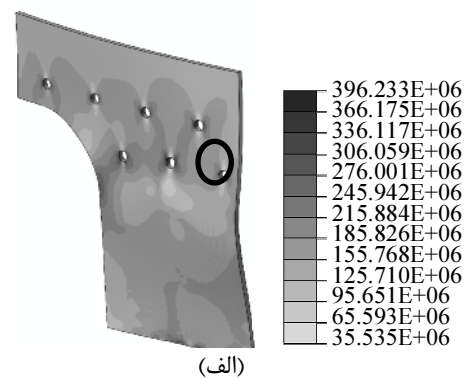
شکل ۲۱ نتایج تحلیل تنش (برحسب پاسکال) رینگ پایینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول تحت الف- بار بیشینه ب- بار کمینه

برای رینگ بالائی و در حالت بار بیشینه، بیشترین مقدار تنش در سوراخ پرچ اول از سمت چپ، ردیف بالا اتفاق افتاده و

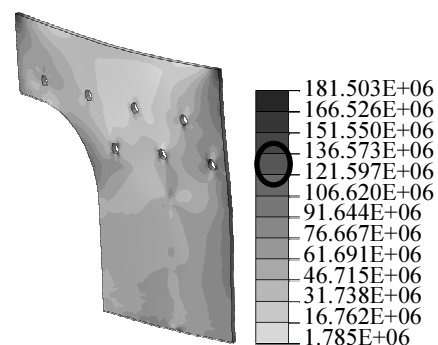
شکل ۱۹ نتایج تحلیل تنش پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول را نشان می‌دهد. در حالت بار بیشینه، بیشترین مقدار تنش در سوراخ پرچ وسط، ردیف پائین اتفاق افتاده و مقدار آن ۳۹۶ مگاپاسکال بوده و در حالت بار کمینه، بیشینه مقدار تنش در سوراخ پرچ اول سمت راست، ردیف پائین اتفاق افتاده و مقدار آن ۱۸۱ مگاپاسکال می‌باشد.

شکل ۲۰ نتایج تحلیل تنش پوسته بالائی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول را نشان می‌دهد. در حالت بار بیشینه، بیشترین مقدار تنش در سوراخ پرچ سوم از سمت راست، ردیف بالا اتفاق افتاده و مقدار آن ۳۹۹ مگاپاسکال بوده و در حالت بار کمینه، بیشینه مقدار تنش در سوراخ پرچ اول سمت راست، ردیف بالا اتفاق افتاده و مقدار آن ۱۷۲ مگاپاسکال می‌باشد.

شکل‌های ۲۱ و ۲۲ به ترتیب نتایج تحلیل تنش رینگ‌های پائینی و بالایی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول را نشان می‌دهند.



(الف)



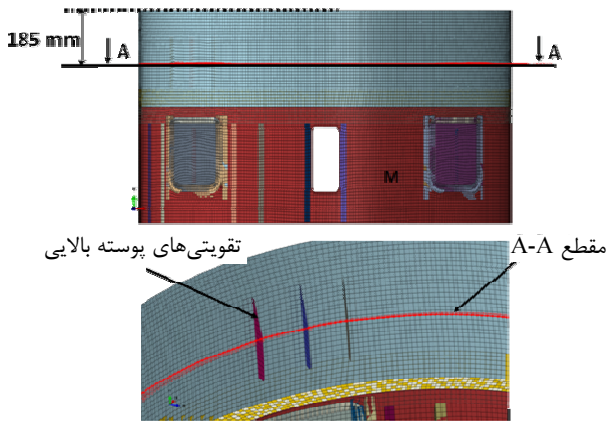
(ب)

شکل ۱۹ نتایج تحلیل تنش (برحسب پاسکال) پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول تحت الف- بار بیشینه ب- بار کمینه

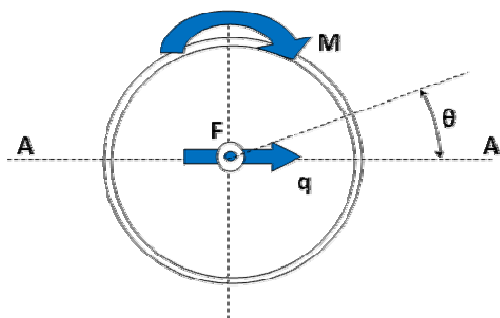
برای رینگ پایینی و در حالت بار بیشینه، بیشترین مقدار تنش در سوراخ پرچ دوم از سمت راست، ردیف پایین اتفاق افتاده و مقدار آن ۱۷۹ مگاپاسکال بوده و در حالت بار کمینه،

شده، می‌توان از حل تحلیلی یک پوسته استوانه‌ای بدون تقویتی و گشودگی تحت بار محوری، برشی و ممان خمشی استفاده نمود. بدین منظور مقطع A-A در فاصله ۱۸۵ میلیمتری از بالای پوسته بالایی (که گشودگی نداشته و تقویتی‌های آن نیز کم است) مطابق شکل ۲۳ در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که در زاویه‌های ۰ تا ۲۰ و همچنین ۱۶۰ تا ۲۰۰ درجه از محیط این مقطع، تقویتی وجود دارد.

با توجه به بارهای محوری، برشی و ممان خمشی در این مقطع (مطابق شکل ۲۴)، تنش فون میزز در محیط بیرونی مطابق رابطه (۷) محاسبه می‌شود.



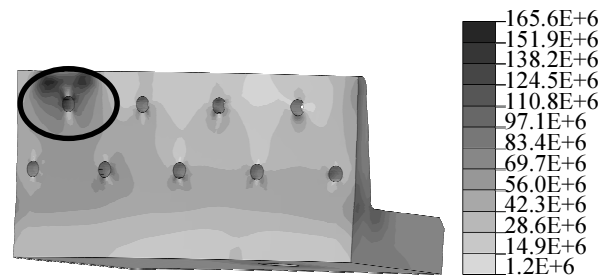
شکل ۲۳ مقطع A-A و مسیر در نظر گرفته شده جهت صحنه سنجی تنش فون میزز در محیط بیرونی این مقطع



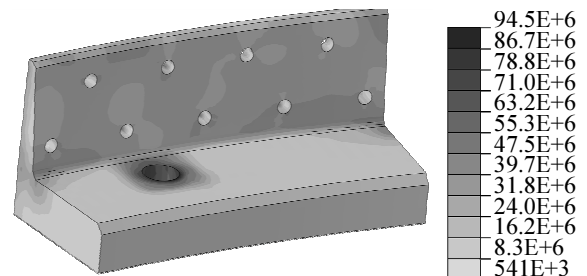
شکل ۲۴ مقطع A-A و بارهای موجود در این مقطع

$$\sigma_{Von} = \left[ \left( \frac{-F}{2\pi R_o t} - \frac{4MR_o \cos\theta}{\pi(R_o^4 - R_i^4)} \right)^2 + 3 \left( \frac{q \sin\theta}{\pi R_o t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

مقدار آن ۱۶۵ مگاپاسکال بوده و در حالت بار کمینه، بیشینه مقدار تنش در سوراخ پیچ و در اثر نیروی ناشی از بستن پیچ اتفاق افتاده و مقدار آن ۹۴ مگاپاسکال می‌باشد. به طور مشابه، نتایج تحلیل تنش در زیر مدل نواحی بحرانی اول و دوم به ترتیب در جداول ۶ و ۷ ارائه شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۲۲ نتایج تحلیل تنش (برحسب پاسکال) رینگ بالایی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول تحت الف- بار بیشینه ب- بار کمینه

جدول ۶ نتایج تحلیل تنش در زیر مدل ناحیه بحرانی اول

نام قطعه	تنش فون میزز (MPa)	
	تحت بار کمینه	تحت بار بیشینه
پوسته پائینی	۱۸۱	۳۶۹
پوسته بالایی	۱۷۲	۳۹۹
رینگ پائینی	۱۵۴	۱۷۹
رینگ بالایی	۹۴	۱۶۵

جدول ۷ نتایج تحلیل تنش در زیر مدل ناحیه بحرانی دوم

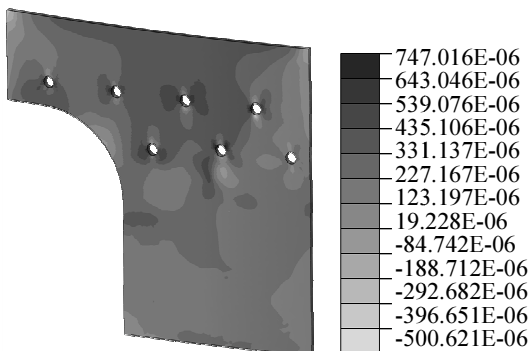
نام قطعه	تنش فون میزز (MPa)	
	تحت بار کمینه	تحت بار بیشینه
پوسته پائینی	۲۸۰	۴۳۸
رینگ پائینی	۳۱	۳۳۷

از آنجا که حل تحلیلی دقیقی برای محاسبه تنش در مسأله مذکور وجود ندارد، لذا برای صحنه سنجی تحلیل تنش انجام

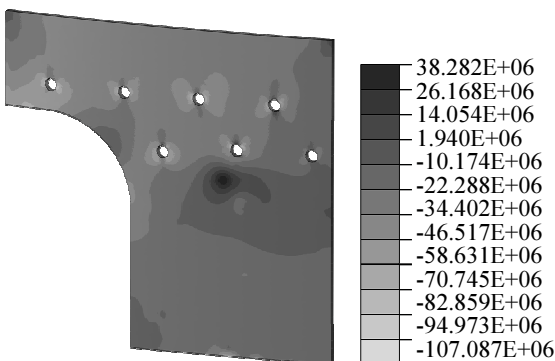
به عبارت دیگر هر جا که این پارامتر بیشینه شود، عمر کمینه خواهد شد. ملاحظه می‌شود این پارامتر در گوشه سوراخ پرچ‌ها بیشینه مقدار خود را دارد. شکل ۲۷ کانتور توزیع تنش متوسط در صفحه بحرانی برای پوسته پائینی را نشان می‌دهد. از آنجا که نیروی محوری به صورت فشاری اعمال شده است، ملاحظه می‌شود که تنش متوسط در اطراف سوراخ پرچ‌ها به صورت فشاری (منفی) می‌باشد.

لذا در این حالت تنش متوسط منفی باعث افزایش عمر خواهد شد. به عبارت دیگر چنانچه تحلیل خستگی یک بار با در نظر گرفتن اثر تنش متوسط و یک بار بدون در نظر گرفتن اثر تنش متوسط انجام شود، عمر محاسبه شده در حالتی که اثر تنش متوسط لحاظ نشده است، کمتر خواهد شد.

شکل ۲۸ کانتور لگاریتم عمر در پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول در حالتی که اثر تنش متوسط لحاظ شده است را نمایش داده و شکل ۲۹ نیز این کانتور بدون در نظر گرفتن اثر تنش متوسط را نمایان می‌کند.



شکل ۲۶ کانتور مجموع دامنه کرنش برشی بیشینه و کرنش نرمال در صفحه بحرانی در پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول



شکل ۲۷ کانتور توزیع تنش متوسط (برحسب پاسکال) در صفحه بحرانی در پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول

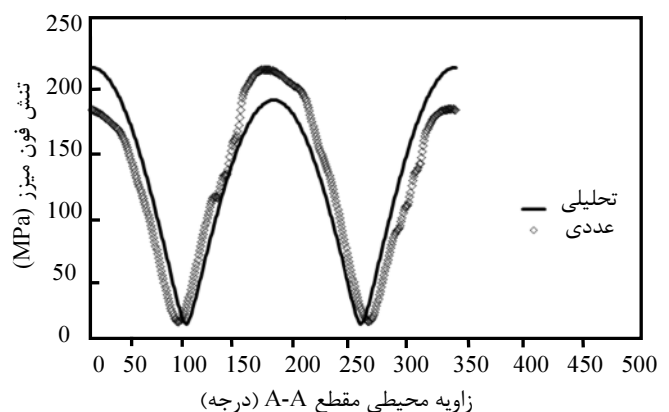
که در آن:  $R_0$  شعاع خارجی پوسته،  $R_i$  شعاع داخلی پوسته و  $t$  ضخامت پوسته می‌باشند.

در شکل ۲۵ نتایج حل تحلیلی (با فرض عدم وجود تقویتی) و نتایج حل عددی تنش فون میزز در مقطع A-A با یکدیگر مقایسه شده است. ملاحظه می‌شود که تنها در زاویه‌های ۰ تا ۲۰ و همچنین ۱۶۰ تا ۲۰۰ درجه که تقویتی وجود دارد، نتایج با یکدیگر اختلاف داشته و در نواحی بدون تقویتی از تطابق خوبی برخوردارند.

#### ۴- تحلیل خستگی مسأله

در این بخش با در اختیار داشتن میدان‌های تنش و کرنش و با استفاده از برنامه کمکی نوشته شده، به تخمین عمر قطعات نواحی زیر مدل اول و دوم پرداخته شده است. نکته قابل توجه اینست که با توجه به مقادیر بارهای اعمالی به سازه و خواص خستگی در نظر گرفته شده مطابق جدول ۲، عمر همه قطعات بزرگتر از  $10^6$  می‌شود، اما به منظور نمایان شدن کانتور عمر در مدل، تعداد حلقه‌های محاسبه عمر در برنامه کمکی نوشته شده تا  $10^{12}$  افزایش داده شود تا بتوان مسأله را مورد ارزیابی کیفی قرار داد. نتایج قطعاتی که عمر آنها بزرگتر از  $10^{12}$  گردیده، ارائه نشده است.

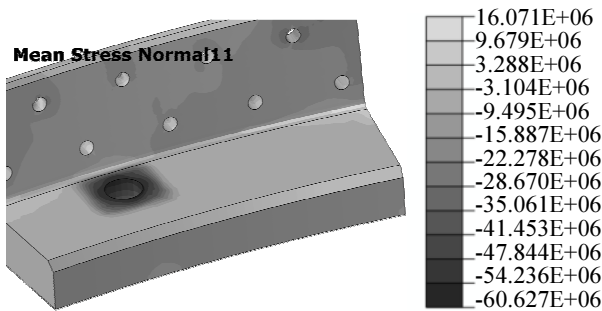
شکل ۲۶ کانتور مجموع دامنه کرنش برشی بیشینه و کرنش نرمال در صفحه بحرانی  $(\gamma_a^{\max} + \epsilon_a^N)$ ، که در واقع سمت راست رابطه برون-میلر می‌باشد، برای پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول را نشان می‌دهد.



شکل ۲۵ مقایسه میان حل تحلیلی و عددی تنش فون میزز در مقطع A-A از پوسته بالایی



شکل ۳۰ کانتور توزیع تنش متوسط در صفحه بحرانی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول در رینگ بالایی را نشان می‌دهد. در اینجا نیز تنش متوسط اطراف سوراخ پیچ، در اثر پیش بار ناشی از بستن پیچ، به صورت منفی می‌باشد که باعث افزایش عمر در این ناحیه خواهد شد. به طور مشابه، نتایج تحلیل خستگی زیر مدل‌های نواحی بحرانی اول و دوم به ترتیب در جداول ۸ و ۹ خلاصه شده است.



شکل ۳۰ کانتور توزیع تنش متوسط (برحسب پاسکال) در صفحه بحرانی در رینگ بالایی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول

جدول ۸ نتایج تحلیل خستگی ناحیه زیر مدل اول

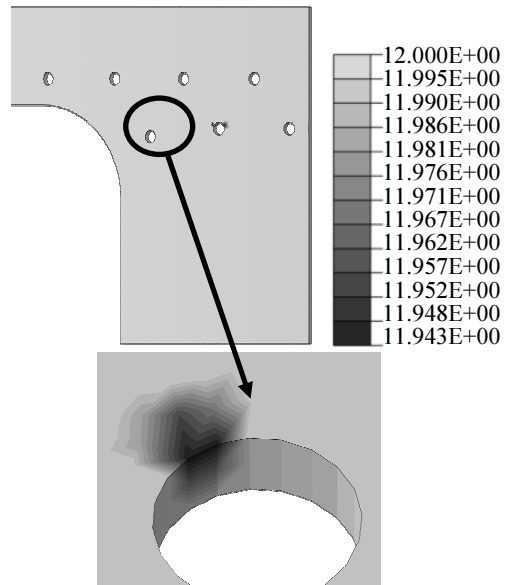
عمر (Cycles)		نام قطعه
$\sigma_m = 0$	$\sigma_m \neq 0$	
$1.0^{11/353}$	$1.0^{11/94}$	پوسته پائینی
$1.0^{11/397}$	$1.0^{11/234}$	رینگ پائینی
$1.0^{8/907}$	$1.0^{9/650}$	رینگ بالایی
$1.0^{9/751}$	$1.0^{9/860}$	پوسته بالایی

جدول ۹ نتایج تحلیل خستگی ناحیه زیر مدل دوم

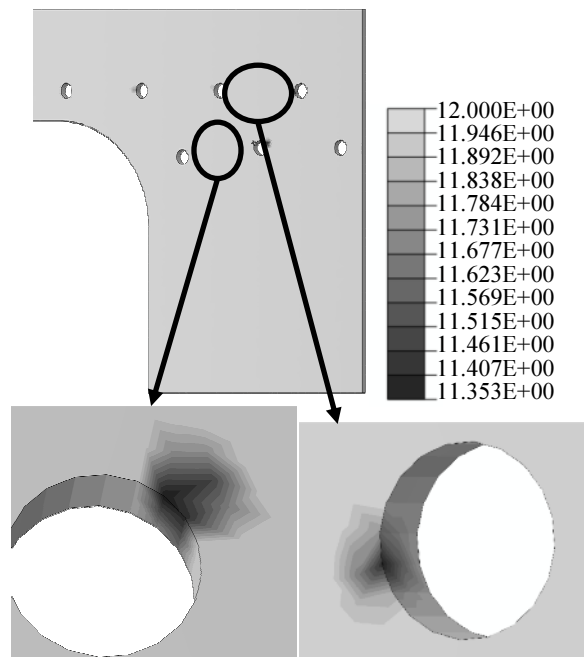
عمر (Cycles)		نام قطعه
$\sigma_m = 0$	$\sigma_m \neq 0$	
$1.0^{7/833}$	$1.0^{9/79}$	پوسته پائینی
$1.0^{7/833}$	$1.0^{8/522}$	رینگ پائینی

### ۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مقاله کل هندسه یک پوسته استوانه‌ای تقویت شده در ابتدا به کمک المانهای پوسته‌ای مدل‌سازی شد که در این حالت تمامی اتصالات پیچی، پرچی و نقطه جوش‌ها به صورت المانهای فتر در نظر گرفته شد. پس از تحلیل مدل اصلی، دو ناحیه به عنوان نماینده نواحی بحرانی در نظر گرفته شده و سپس با استفاده از تکنیک زیر مدل‌سازی پوسته به جامد به مدل‌سازی نواحی بحرانی مذکور به صورت سبدهای پرداخته

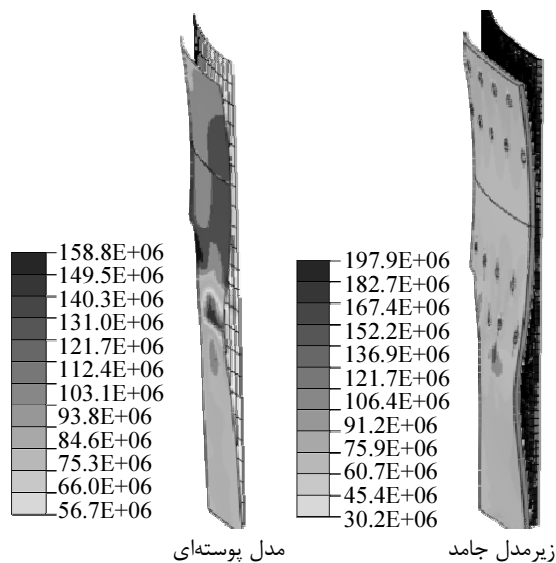


شکل ۲۸ کانتور لگاریتم عمر در پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول در حالی که اثر تنش متوسط لحاظ شده است (عمر برحسب سیکل است)



شکل ۲۹ کانتور لگاریتم عمر در پوسته پائینی در زیر مدل ناحیه بحرانی اول در حالی که اثر تنش متوسط لحاظ نشده است (عمر برحسب سیکل است)

ملاحظه می‌شود که در حالی که اثر تنش متوسط لحاظ شده است کمترین مقدار عمر محاسبه شده  $1.0^{11/943}$  سیکل و در حالی که اثر تنش متوسط لحاظ نشده است کمترین مقدار عمر محاسبه شده  $1.0^{11/353}$  سیکل می‌باشد.



شکل ۳۲ مقایسه میان کانتور تنش فون میز در مدل جامد ناحیه بحرانی اول (برحسب پاسکال) در مدل پوسته‌ای اصلی و زیر مدل جامد ناحیه بحرانی اول

(ج) نتایج تحلیل خستگی نشان می‌دهند که با توجه به مقادیر بارهای اعمالی به سازه و خواص خستگی مواد به کار رفته در مسأله، عمر همه قطعات بزرگتر از  $10^6$  می‌شود.  
(د) از آنجا که نیروی محوری به صورت فشاری اعمال شده است، تنش متوسط در اطراف سوراخ پرچها به صورت فشاری (منفی) بوده که باعث افزایش عمر خواهد شد. به عبارت دیگر چنانچه تحلیل خستگی یک بار با در نظر گرفتن اثر تنش متوسط و یک بار بدون در نظر گرفتن اثر تنش متوسط انجام شود، عمر پیش‌بینی شده در حالتی که اثر تنش متوسط لحاظ نشده است، کمتر خواهد شد.

## ۶- مراجع

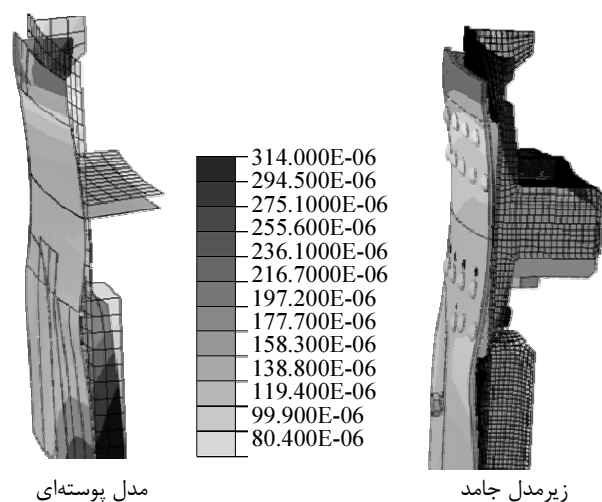
- [1] Saves C., Germes St., Davy A., Ban-au J.J., "Prediction of the longitudinal Crack behaviour of stiffened curved panels", *International Journal of Fatigue*, Vol. 23, 2001, pp. 47-158.
- [2] Vlieger H., *The Residual Strength Characteristics of Stiffened Panels Containing Fatigue Cracks*, National Aerospace Laboratory NLR, Pergamon Press, 1973, pp. 447-477.
- [3] Dexter R.J., Pilarski P.J., Mahmoud H.N., "Analysis of crack propagation in welded stiffened panels", *International Journal of Fatigue*, Vol. 25, 2003, pp. 1169-1174.
- [4] Mahmoud H.N., Dexter R.J., "Propagation rate of large cracks in stiffened panels under tension loading", *Marine Structures*, Vol. 18, 2005, pp. 265-288.

شد که در این حالت تمامی اتصالات به صورت واقعی در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که نیروی کشش اولیه ناشی از بستن پیچها نیز به کمک تکنیک پیش‌بار پیچ مدل‌سازی شد. پس از محاسبه میدان‌های تنش و کرنش در کل سازه، تحلیل خستگی از دیدگاه صفحه بحرانی برون-میلر صورت گرفت. بدین منظور برنامه‌ای به زبان پایتون در نرم‌افزار آباکوس نوشته شده (تنها برای بارگذاری با دامنه ثابت) و به کمک آن، کانتور عمر پیش‌بینی شده از روش مذکور در کل سازه محاسبه شد. مهمترین نتایج به دست آمده از این تحقیق عبارتند از:

(الف) در شکل‌های ۳۱ و ۳۲ به ترتیب مقایسه‌ای میان کانتور جابجایی و کانتور تنش فون میز در مدل پوسته‌ای و زیر مدل جامد ناحیه بحرانی اول صورت گرفته است. مشاهده می‌شود که نحوه تغییر شکل در هر دو حالت یکسان بوده، اما کانتور تنش در هر حالت کاملاً متفاوت است. بدیهی است که در زیر مدل جامد که به صورت سه بعدی و با جزئیات بیشتر مدل‌سازی شده است، جوابها به واقعیت نزدیک‌تر است.

(ب) نتایج تحلیل تنش نشان می‌دهند که مقادیر تنش فون میز در ناحیه زیر مدل دوم بیشتر از ناحیه زیر مدل اول است. لذا این ناحیه بحرانی‌تر است.

(پ) بیشترین مقدار تنش فون میز در اطراف سوراخ پرچها اتفاق می‌افتد. ترکها نیز معمولاً از همین ناحیه جوانه زده و رشد می‌کنند.



شکل ۳۱ مقایسه میان کانتور جابجایی (برحسب میلی‌متر) و نحوه تغییر شکل در مدل پوسته‌ای اصلی و زیر مدل جامد ناحیه بحرانی اول

- Fossati M., Colombo D., Manes A., Giglio M., "Numerical modeling of crack growth profiles in integral skin-stringer panels", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 78, 2011, pp. 1341-1352.
- [13] Socie D., Marquis G., *Multiaxial Fatigue*, SAE International, 1999.
- [14] Draper J., *Modern Metal Fatigue Analysis*, Safe Technology Limited, SheffieldUK, 2004.
- [15] Everett, Richard A. Jr., "A Comparison of Fatigue Life Prediction Methodologies for Rotorcraft," *Journal of the American Helicopter Society*, Vol. 37, No. 2, 1992, pp. 54-60.
- [16] ABAQUSV.6.10 Documentation, Analysis User's Manual.
- [17] Chen C., Wawrzynek P., Ingraffea A., "Crack Growth Simulation and Residual Strength Prediction in Airplane Fuselages", *NASA technical report*, CR-1999-209115, 1999.
- [18] Sathiyanaarayan S., Pavan Kumar D., Chandra S., "Implication of unequal rivet load distribution in the failures and damage tolerant design of metal and composite civil aircraft riveted lap joints", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, 2009, pp. 2255-2273.
- [19] Swift T., "Fracture Analysis of Stiffened Structures", *Damage Tolerance of Metallic Structures*, ASTM STP 842, 1984, pp. 69-107.
- [5] Yuen B.K.C., Taheri F., Gharghoury M., "Fatigue life prediction of welded stiffened 350WT steel plates", *Marine Structures*, Vol. 19, 2006, pp. 241-270.
- [6] Harris C.E., Piascik R.S., Newman J.C., "A Practical Engineering Approach to Predicting Fatigue Crack Growth in Riveted Lap Joints", *NASA Technical Report*, 2000.
- [7] Beck E.J., "Fatigue Flaw Growth Behavior in Stiffened and Unstiffened Panels Loaded in Biaxial Tension", *NASA Technical Report*, 1973.
- [8] Zhong L., Senb G., Guozhia L., Lib C., Huiliangb D., "Residual Strength of Stiffened LY12CZ Aluminum Alloy Panels with Widespread Fatigue Damage", *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 21, 2008, pp. 48-52.
- [9] Choi S.T., Vaicaitis R., "Nonlinear response and fatigue of stiffened panels", *Probabilistic Engineering Mechanics*, Vol. 4, No. 3, 1989.
- [10] Vaicaitis R., "Nonlinear Response and Sonic Fatigue of National Aerospace Space Plane Surface Panels", *Journal of Aircraft*, Vol. 31, No. 1, 1994.
- [11] Xiao Y., White R.G., Aglietti G.S., "Comparison of structural response and fatigue endurance of aircraft flap-like box structures subjected to acoustic loading", *Acoustical Society of America*, Vol. 117, 2005, pp. 2820-2834.
- [12] Giglio M., Manes A., "Crack propagation on helicopter panel: Experimental test and analysis", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 75, 2008, pp. 866-879.