

مطالعه توزیع تنش در مخازن تحت فشار افقی

محمد مهدی امیری

استادیار پژوهشگاه صنعت نفت

amirimm@ripi.ir

چکیده

واژگان کلیدی

مخزن تحت فشار
پایه نگهدارنده
تنش
روش المان محدود

این مقاله دربرگیرنده تحلیل نتایج توزیع تنش در مخازن تحت فشار افقی و پایه‌های نگهدارنده آن است. نتایج از یک تحلیل المان محدود سه بعدی به دست آمده است و برای دستیابی به نتایج ملموس‌تر یک چهارم مخزن با استفاده از جزئیات واقعی پایه‌های نگهدارنده مدل شده است. در این مقاله علاوه بر نشان دادن توزیع تنش در مخزن تحت فشار، توزیع تنش در اجزا پایه نگهدارنده آن مانند صفحه‌های سایشی (Wear Plate)، صفحه‌های شبکه‌ای (Web Plate)، فلنجی (Flange Plate) و صفحه زیرین (Base Plate) بررسی شده است. از آنجایی که جانمایی پایه دارای اهمیت فراوانی است، اثر تغییر در بارگذاری و پارامترهای هندسی مختلف بررسی شده و توصیه‌هایی برای رسیدن به مقادیر بهینه نسبت "فاصله پایه از انتهای مخزن" به "طول مخزن" و همچنین نسبت "طول مخزن" به "شعاع مخزن" برای کمینه شدن تنش‌های مخزن و پایه ارائه شده است. در پایان دلایل فیزیکی به منظور انتخاب مقادیر مشخصی از نسبت فاصله نگهدارنده از انتهای مخزن به طول مخزن ارائه شده است.

تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۰۷/۱۶
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۳/۰۷

۱ مقدمه

قاب مانند فولادی می‌تواند به عنوان تکیه‌گاه استفاده شود. حبیبی و بندگانی به تحلیل مخازن کامپوزیتی چند لایه تحت اثر فشار استاتیکی داخلی پرداخته‌اند [۲]. زندی و کمرخانی پژوهشی در زمینه تحلیل مخازن تحت فشار داخلی با استفاده از نرم افزار المان محدود ANSYS انجام داده‌اند [۳]. آن‌ها رفتار یک مخزن تحت فشار استوانه‌ای از جنس فولاد را با روش المان محدود توسط نرم افزار ANSYS مطالعه کرده‌اند. بررسی نتایج بحرانی بودن ناحیه مجاورت فیلت که دیواره ستون عمودی مخزن به سر آن متصل می‌شود را نشان داده است. همچنین نتایج این پژوهش نشان داد که بیشترین مقدار کرنش در جهت X در ناحیه بالای کلاهک و روی فیلر حداکثر است. مخازن تحت فشار افقی معمولاً به وسیله دو پایه نگهدارنده بر روی تکیه‌گاه قرار می‌گیرند که همین موضوع سبب به وجود آمدن تنش جدیدی در مخزن علاوه بر تنش‌های بوجود آمده بر اثر فشار داخلی می‌شود در حالی که خود پایه نیز تحت تأثیر تنش قرار دارد. بنابراین طراحی پایه نگهدارنده و محاسبه تنش‌های ناشی از آن مرحله مهمی در طراحی مخزن تحت فشار است. استانداردهای طراحی مخازن تحت فشار مانند ASME روش مخصوصی برای طراحی پایه نگهدارنده و یا محاسبه تنش‌های ناشی از آن ارائه نمی‌دهند [۴] چرا که این قسمت‌ها جزو قسمت‌های تحت فشار نیستند. در این مقاله از روش نیمه تجربی Zick با استفاده از فرضیاتی به منظور ساده‌سازی استفاده شده است که مبنای آن تئوری تیر بوده اما برای ساده‌سازی از فرضیات مختلفی استفاده شده است [۵].

البته لازم به یادآوری است که به دلیل کاربرد این فرضیات روش Zick نتایج دقیقی به دست نمی‌دهد. هرچند از زمان مطرح شدن روش Zick تا کنون تلاش‌هایی به منظور بهینه‌سازی آن صورت گرفته است اما در کتاب‌های

مخازن تحت فشار از جمله تجهیزاتی هستند که نه تنها در حوزه نفت و پتروشیمی، که در بیشتر شاخه‌های صنعت همچون نیروگاه و حمل‌ونقل از کاربرد ویژه و قابل توجهی برخوردارند. لذا توجه به مقوله طراحی و ساخت آن‌ها اهمیت ویژه‌ای دارد [۱]. مخازن تحت فشار استوانه‌ای که دارای کلگی‌های مقعر هستند به منظور مقاومت در برابر فشار داخلی یا خارجی به وسیله کدهای (استانداردهای) موجود همچون ASME Sec، BS5500 و یا DIN طراحی می‌شوند. اما طراحی تکیه‌گاه مخازن به طور کامل به تجربه و مهارت طراح واگذار شده است.

نوآوری و اهمیت مقاله حاضر در این زمینه است که راهکاری جهت طراحی بهینه سدل (Saddle) یا پایه‌های نگه دارنده مخازن تحت فشار ارائه کند چرا که طراحی این پایه‌ها در استاندارد ASME مورد اشاره قرار نگرفته است و مبانی طراحی آن‌ها بیشتر تجربی بوده است و لازم به توضیح است که تاکنون مطالعات پژوهشی محدودی برای طراحی تحلیلی آن‌ها صورت پذیرفته است.

انتخاب نوع تکیه‌گاه برای مخازن تحت فشار به متغیرهای مختلفی بستگی دارد، مدل، اندازه مخزن، ضخامت دیواره آن، فضای موجود برای نصب، ارتفاع (بلندی) نسبت به کف برای مخزن، جنس فلز به کار رفته، دمای کارکرد و غیره. مخازن استوانه‌ای افقی تحت فشار معمولاً توسط سدل‌ها (Saddle) یا کردل‌ها (Cradle) تکیه‌گذاری می‌شوند. اگر کف مخزن به فاصله اندکی از زمین واقع شده باشد، تکیه‌گاه فولادی روی فونداسیون بتنی ممکن است استفاده شود. اما وقتی که مخازن در ارتفاع باشند، یک سازه

۰/۱ تا ۰/۱۵ برای "فاصله خط مماس (Tangent Line) مخزن تحت فشار تا پایه" به "طول کلی مخزن تحت فشار" در نظر گرفته می‌شود. ماگنوکوی [۱۴] یک تحلیل پارامتری برای مخازن تحت فشار افقی که دارای پایه‌های انعطاف‌پذیر و جوش خورده با استفاده از روش المان محدود انجام داده است. در این پژوهش مقدار ۱ به ۳۰ برای نسبت "فاصله از خط مماس مخزن از پایه" به "طول کل مخزن" توصیه شده است که در تناقض کامل با ویدرا [۹] است. آن‌ها همچنین مقدار عددی ۱۲-۱۶ را برای فاصله به نسبت شعاع برای کاهش دادن تنش در مخزن تحت فشار پیشنهاد کرده است. با توجه به پیشینه پژوهشی ارائه شده در این بخش به خوبی می‌توان دریافت که بیشتر پژوهش‌های بر روی مطالعه مخزن تحت فشار و نه پایه‌های نگهدارنده متمرکز بوده است.

در کار العباسی [۱۳] تحلیل بیشتر بر روی تنش‌های تماسی ورق سایشی متمرکز بوده است و مدلی واقعی از پایه‌های نگهدارنده ارائه نشده بود. ماگنوکوی [۱۴] در پژوهش خود بیشترین تنش در ساختار پایه را تحلیل کرده بود ولی به این موضوع که این تنش در کجا پدید می‌آید توجه نکرده بود. او در مقاله خود استفاده از ورق به ضخامت ورق به کار رفته در ساخت مخزن را پیشنهاد داده بود که در مغایرت با کتابهای راهنمای طراحی مخازن تحت فشار است [۴]. آقای خان [۱۵] تحلیلی ابتدایی برای توزیع تنش در پایه‌های نگهدارنده مخزن انجام داده است که در آن پژوهش یک مدل پایه نگهدارنده مخزن تحت فشار با در نظر گرفتن کتاب Megyesy [۴] انجام شده و سپس تحلیل المان محدود با لحاظ کردن فاکتورهای مختلف و مطالعه اثر آن‌ها بر روی پایه و مخزن تحت فشار انجام شده است.

۲ تعریف مسأله

۱.۲ مخزن تحت فشار و ساختار پایه نگهدارنده

در این مقاله یک مخزن تحت فشار با شعاع R ، طول مماس به مماس L و یک کلگی نیم بیضوی مدل شده است. عمق کلگی برابر با $\frac{R}{4}$ است. پایه در فاصله A از خط مماس قرار دارد و جوش خورده فرض می‌گردد. جزئیات طراحی پایه نگهدارنده یک مخزن با قطر نامی ۶۶۰ میلی‌متر از کتاب مرجع طراحی Megyesy [۴] گرفته شده است. پارامترهای هندسی مخزن تحت فشار به همراه پایه نگهدارنده آن در شکل ۱ نمایش داده شده است. پارامتر B نشان دهنده فاصله از سطح سخت زیر پایه (فونداسیون بتنی) تا مرکز مخزن تحت فشار است. پارامتر W عرض پایه نگهدارنده، C عرض صفحه زیرین پایه و عرض صفحه فلنجی زیر آن و D عرض صفحه فلنجی در بالای پایه است. سایر پارامترهای G ، H ، H_1 و K به ترتیب ضخامت‌های صفحه‌ی پایینی، صفحه فلنجی، صفحه شبکه‌ای و صفحه سایشی است. مقادیر عددی پارامترها که برای انجام این مطالعه ثابت فرض شده‌اند عبارتند از: $C = 100\text{mm}$ ، $W = 572\text{mm}$ ، $B = 482\text{mm}$ ، $R = 33\text{mm}$ ، $H_1 = 6\text{mm}$ ، $H = 6\text{mm}$ ، $G = 6\text{mm}$ ، $D = 150\text{mm}$ ، $K = 6\text{mm}$. مقادیر سایر پارامترهایی در حین حل مسأله تغییر خواهد کرد در ادامه ذکر خواهد شد. نامگذاری پارامترهای مسأله به شرح زیر است:

مرجع طراحی مخازن تحت فشار، کماکان از آن به عنوان مرجع استفاده می‌شود [۶]. در زمینه باید از کار آقای توث و همکاران که پژوهش‌های گسترده‌ای در طراحی تکیه‌گاه و پایه مخازن تحت فشار داشته‌اند یاد شود [۷]. نتایج کار ایشان در تدوین استاندارد BS 5500 مورد استفاده قرار گرفته است [۸].

ذکر این نکته ضروری است که کار توث بر مبنای تحلیل‌های قوی‌تری در مقایسه با روش زیک قرار دارد و او از راه‌حل‌های تحلیلی بهتری با استفاده از تحلیل فوریه بهره برده است. با این وجود نیاز به محاسبات دقیقتر همواره احساس می‌شده است. با پیشرفت‌های بدست آمده در زمینه تکنولوژی محاسباتی و روش‌های عددی امروزه جزئیات بیشتری از توزیع تنش در مخازن تحت فشار و پایه‌های نگهدارنده آن‌ها امکان پذیر شده است. برای نمونه در یکی از این پژوهش‌ها که توسط ویدرا [۹] انجام پذیرفته است وی با مدل کردن یک چهارم مخزن تحت فشار و به کارگیری تحلیل المان محدود سه بعدی و همچنین در نظر گرفتن شرایط مرزی یکسان اقدام به تحلیل مدل کرده است. وی مخزن پر از سیال در نظر گرفته چرا که این حالت بحرانی‌ترین حالت مخزن از نظر بارگذاری است.

همچنین در این پژوهش پایه‌های مخزن منعطف و جوش داده به بدنه مخزن فرض شده‌اند. ویدرا و همکاران موقعیت‌های مختلف پایه را در نظر گرفتند و مقدار ۰/۲۵ را به عنوان مقدار بهینه نسبت "فاصله پایه از خط مماس مخزن" به "طول کلی مخزن" برای کمینه کردن تنش در مخزن پیشنهاد دادند. اونگ [۱۰] محاسباتی عددی برای مطالعه اثر صفحه سایشی ثابت یا دارای لقی را بر تنش‌های بوجود آمده از سمت مخزن تحت فشار انجام داد که با توجه به نتایج حاصله تنش بوجود آمده در شاخک‌های پایه نگهدارنده مخزن به میزان ۱۵ تا ۴۰٪ پس از استفاده از صفحه پوششی (Wear Plate) کاهش یافت در صورتی که ضخامت آن برابر با ضخامت مخزن بوده و حداقل ۵ درجه از هر دو انتهای شاخک‌ها امتداد پیدا کرده بود. همچنین در این پژوهش مشخص شد صفحه پوششی ثابت و جوش خورده به بدنه مخزن از صفحه‌ای که دارای لقی است عملکرد بهتری در کاهش تنش دارد.

اونگ و لو [۱۱] یک مطالعه پارامتری برای تعیین شعاع بهینه پایه‌های نگهدارنده انجام دادند و بر اساس آن پیشنهاد دادند که لقی پایه نگهدارنده مخزن برای کاهش تنش‌های محلی در شاخک‌ها کمترین مقدار قابل دست‌یابی است. چان [۱۲] نتایج یک مطالعه تجربی را برای تعیین بهتر مکانیزم شکست مخزن تحت فشار بر روی پایه‌ها انجام داد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که مکانیزم شکست تحت تأثیر دو عامل هستند، نخست نسبت ضخامت به شعاع مخزن تحت فشار و دوم نوع پایه مخزن (جوش شده یا آزاد). آقای العباسی [۱۳] یک تحلیل سه بعدی المان محدود برای پایه‌های انعطاف‌پذیر و آزاد مخازن تحت فشار انجام داده است که در آن از یک المان محدود جدید برای مطالعه تنش بین مخزن و پایه‌های آن بهره برده است. آن‌ها در پژوهش خود به این نتیجه رسیده‌اند که اگر شعاع پایه یک تا دو درجه از شعاع مخزن بزرگتر شود در آنصورت ۵۰٪ کاهش در تنش مخزن پدید می‌آید و در صورت افزایش ۵ تا ۱۰ درجه ۲۵٪ تا ۴۰٪ کاهش در تنش به وجود خواهد آمد. به علاوه در این پژوهش فاصله افقی بهینه پایه‌ها برابر با مقدار

شعاع مخزن تحت فشار	R
فاصله از خط مماس (Tangent Line) مخزن تحت فشار	L
فاصله از خط مماس مخزن تا مرکز پایه نگهدارنده	A
فاصله از صفحه‌ی زیرین تا خط مرکزی مخزن	B
عرض صفحه‌ی زیرین و صفحه فلنجی پایین پایه نگهدارنده	W
عرض صفحه زیرین پایه نگهدارنده	C
عرض انتهای بالایی صفحه فلنجی پایه	D
ضخامت صفحه زیرین پایه	G
ضخامت صفحه فلنجی پایه	H
ضخامت صفحه شبکه‌ای پایه	H_1
ضخامت صفحه سایشی پایه	K
بیشترین مقدار تنش فون میسس	$\sigma_{(Mises,Max)}$
مدول الاستیک فولاد	E
نسبت پواسون فولاد	ν
چگالی فولاد	ρ

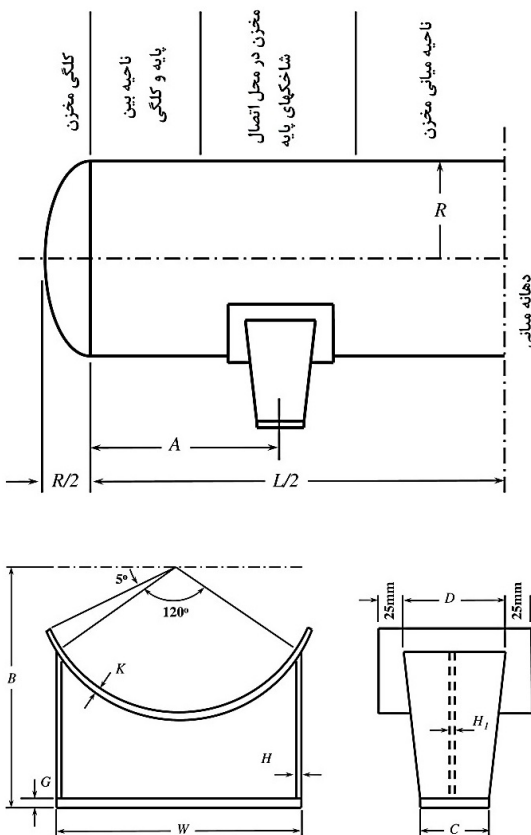
۲.۲ مدل المان محدود

در این پژوهش از ویرایش ۱۱ نرم افزار ANSYS برای تحلیل المان محدود استفاده شده است. مدلی که در بخش قبل شرح داده شد به طور کامل در محیط ANSYS پیاده‌سازی شده است. به منظور حفظ مزایای استفاده از تقارن هندسی در مسأله، تنها به مدل کردن یک چهارم از مخزن تحت فشار اکتفا شده است. مشخصات فلز به کار رفته به این شرح است: $E = 207 GPa$ ، $\nu = 0.3$ ، و چگالی $\rho = 7850 \times 10^{-3} kg/m^3$. وزن مخزن تحت فشار در حالت پر از سیال و به همراه وزن کامل مخزن فرض می‌گردد.

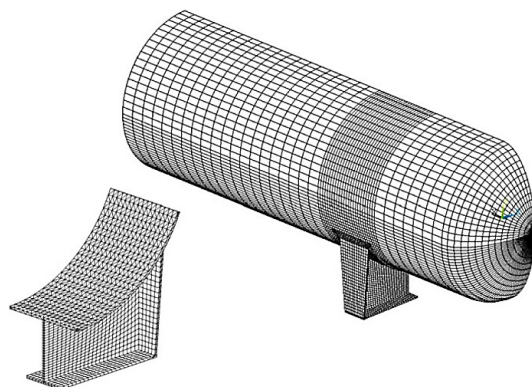
مدل مخزن با استفاده از المان‌های ۸ نودی مش بندی شده است. مدل مش بندی شده در شکل شماره ۲ نشان داده شده است. شرایط مرزی متقارن در تمامی سطوح خارجی مدل در نظر گرفته شده است. به علاوه، سطح پایینی پایه در تمامی جهات ثابت و بدون هیچگونه درجه آزادی به منظور جلوگیری از حرکت بدنه فرض شده است. مخزن مدل شده تحت فشار داخلی ۱ مگاپاسکال قرار دارد.

۳.۲ تحلیل حساسیت مش بندی

تحلیل حساسیت مش در مخزن تحت فشار و در ساختار پایه نگهدارنده به منظور حصول اطمینان از اندازه بهینه مش برای بالا بردن همگرایی و دقت نتایج عددی انجام شده است. مقدار بیشترین مقدار تنش فون میسس $\sigma_{(Mises,Max)}$ که در سازه روی می‌دهد به عنوان معیاری برای همگرایی در نظر گرفته می‌شود که نتایج آن در شکل ۳ نمایش داده شده است. تعداد المان‌ها ابتدا از ۱۸۰۰۰ شروع شد و به عدد ۲۶۵۰۰ رسید. در این حالت نیز مشاهده می‌شود که مش‌ها دارای حساسیت کافی در مخزن تحت فشار هستند که دلیل آن محدودیت‌های خاص هندسی در به کار بردن یک مش بندی مناسب در ایجاد مدل است. در هنگام همگرایی نتایج در مخزن، مش بندی مرحله به مرحله در سازه پایه اصلاح می‌گردد تا بدانجا که بیشترین تنش فون میسس به مقداری برسد که در آن مقدار مش بندی در مخزن و پایه به آن همگرا هستند. مدل مش بندی به کار رفته در این پژوهش در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۱: نمایی از یک مخزن تحت فشار و جزئیات پایه نگهدارنده



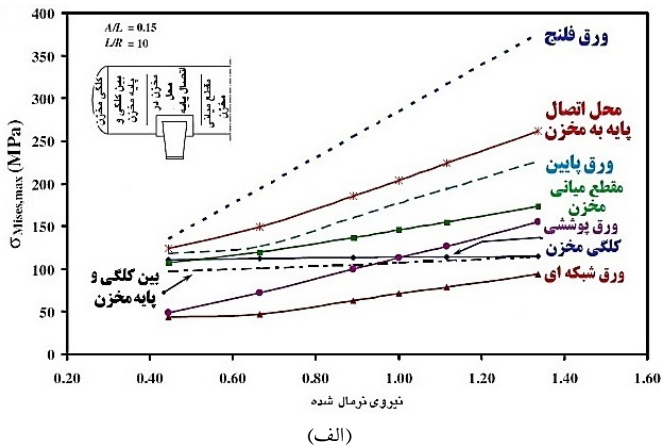
شکل ۲: مدل المان محدود مش زده به همراه پایه

به نقطه تنش تسلیم هستند. به منظور چک کردن طراحی در این نقطه، برای بار نرمال شده، ۰/۹ سه پارامتر تغییر داده شده‌اند تا اثر آن‌ها مورد بررسی قرار گیرد. نتایج در جدول شماره ۱ نمایش داده شده‌اند. بیشترین تنش در مخزن در شاخک پایه تنها تحت تأثیر صفحه سایشی بوده و همچنین کاهش با میزان ۲۰٪ با افزایش به میزان ۵° تا ۱۰° مشاهده می‌شود که منطبق با مطالعات گذشته است [۱۰-۱۳].

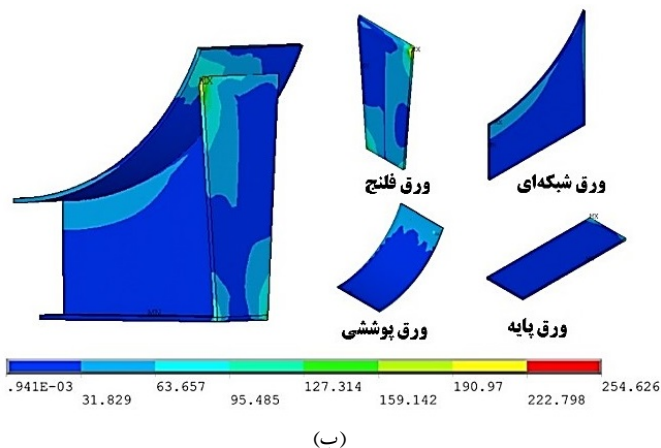
افزایش ضخامت صفحه فلنجی، H ، سبب می‌شود تا تنش بیشینه تنها در فلنج کاهش یابد و در صفحه زیرین افزایش یابد. تغییر در ضخامت صفحه زیرین، G ، تأثیری در تنش‌های سایر قسمت‌ها نداشته و تنها تنش بیشینه را در صفحه زیرین کاهش می‌دهد.

در چهار مورد تنش در سایر پنج قسمت تنش بیشینه تغییری نمی‌کند. در ادامه مطالعه در مورد (۱) که نتایج مرتبط با آن در جدول ۱ آمده تمامی اندازه‌ها به مقادیر اولیه باز می‌گردند. منحنی‌های شکل ۴ یک رفتار خیر خطی را نشان می‌دهند، که احتمالاً نشان دهنده این موضوع است که هر پایه باید به طور جداگانه مورد تحلیل قرار گیرد. اگرچه تمامی پایه در یک رنج تغییرات خطی الاستیک قرار دارد اما هر جزئی که تحت بار محلی بالایی قرار گیرد رفتاری غیر خطی از خود نشان می‌دهد.

شکل ۴ نشان دهنده کانتورهای تنش مرتبط با بار نرمال شده ۰/۹ است. لازم به توضیح است که توزیع تنش بکتواخت نبوده و صفحه فلنجی یکی از قسمت‌های تحت تنش بالا در ساختار پایه است.

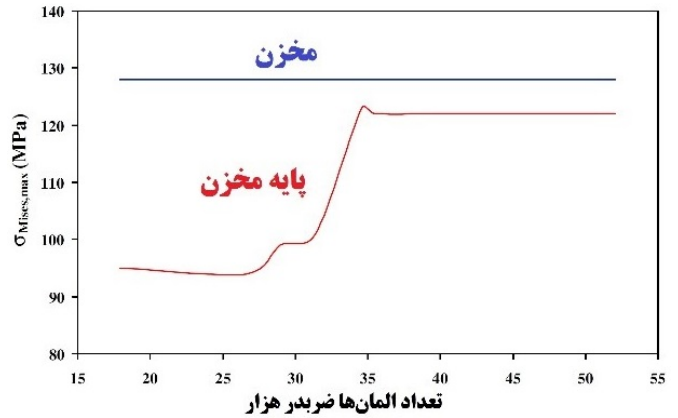


(الف)



(ب)

شکل ۴: الف) تأثیر افزایش بار بر پایه‌ها برای $A/L = 0.15$ و $L/R = 10$ ب) کانتور تنش به نسبت بار نرمال شده



شکل ۳: تحلیل حساسیت مش

۳ بررسی نتایج

نتایج بدست آمده از مطالعه تأثیر پارامترهای مختلف در این قسمت ارائه خواهد شد. بیشترین مقدار تنش فون میسس $\sigma(Mises, Max)$ در هشت قسمت از مدل مشاهده تحلیل و نمایش داده خواهد شد. چهار قسمت اول اجزا پایه نگهدارنده هستند که شامل: شبکه (Web)، صفحه پوششی یا سایشی (Wear)، فلنج (Flange) و صفحه‌ای زیرین (Baseplate) است. علاوه بر این، خود مخزن تحت فشار به چهار قسمت تقسیم می‌شود: کلگی مخزن (Vessel Head)، قسمت نگه داشته شده توسط پایه، ناحیه بین دو قسمت قبلی و ناحیه بین خط میانه مخزن تا پایه. در شکل ۱ کانتورهای تنش سه بعدی قسمت‌های بحرانی مخزن تحت فشار و پایه نمایش داده شده‌اند.

۱.۳ بیشترین بار بر پایه‌ها

بیشترین باری که یک پایه می‌تواند تحمل کند یکی از مهمترین پارامترهای طراحی است. قسمت‌های مختلف پایه تحت بارهای مختلفی ممکن است تسلیم گردند و به همین علت در این قسمت تأثیر افزایش بار بر پایه مورد مطالعه قرار می‌گیرند. برای این منظور مقدار $A/L = 0.15$ و $L/R = 10$ برای در این قسمت در نظر گرفته شده است. نتایج در شکل ۴ نشان داده شده است.

به منظور مفهوم شدن نتایج بارهای نرمال شده در محور افقی نمایش داده شده‌اند. پارامتر نرمال کننده بارها منطبق با کتاب طراحی Megyesy [۴] انتخاب شده است (شکل ۷) که از این موضوع این نتیجه حاصل می‌شود که بیشترین وزن بر اساس توصیه‌های کتاب Megyesy [۴] بدست آمده است که سبب عملی‌تر شدن نتایج و تطابق نتایج با استاندارد می‌گردد. فرض می‌شود تنش تسلیم فولاد کربنی به کار رفته در ساخت مخزن و پایه در حدود MPa220 است. بیشترین تنش‌ها در سه مقطع دیده می‌شوند؛ صفحه‌ای فلنجی، صفحه زیرین و مخزن تحت فشار در محل اتصال شاخک‌های پایه. تنش تسلیم مخزن در محل شاخک‌های پایه ۱۰٪ بیشتر از بیشترین بار پیشنهادی توسط راهنمای طراحی Megyesy [۴] است.

تنش تسلیم صفحه زیرین و فلنجی ۳٪ بار اضافه در ۷۳٪ بیشترین بار قابل تحمل هستند. سایر قسمت‌ها قادر به تحمل ۳۳٪ بار اضافه تا رسیدن

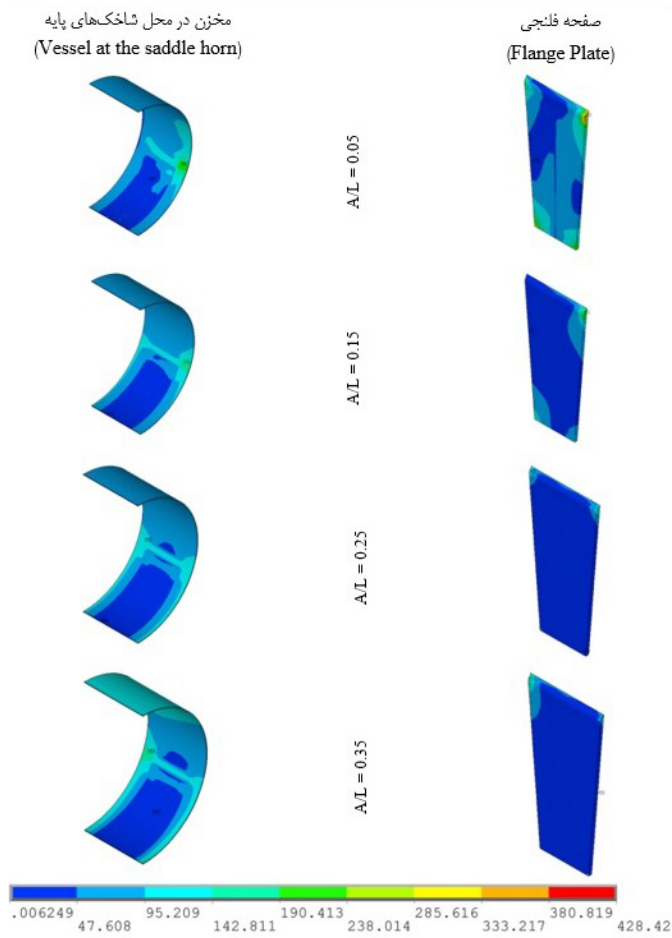
جدول ۱: تأثیر تغییر ضخامت صفحه فلنجی، صفحه سایشی و صفحه زیرین

	H ۱	G (mm)	صفحه سایشی	محل شاخک‌های پایه در مخزن (MPa)	صفحه زیرین (MPa)	صفحه فلنجی (MPa)
مورد ۱	۶	۶	۵°	۱۸۵	۱۶۰	۲۲۵
مورد ۲	۷	۶	۵°	۱۸۷	۱۶۶	۲۳۶
مورد ۳	۷	۸	۵°	۱۸۷	۱۵۲	۲۳۷
مورد ۴	۷	۸	۱۰°	۱۴۷	۱۵۲	۲۳۳

اگرچه با یکدیگر در تعارض هستند ولی در هر دو آن‌ها پایه‌ی مخزن از نوع انعطاف پذیر که به مخزن جوش خورده است در نظر گرفته شده است. در شکل ۶ کانتورهای تنش با توجه به شکل ۵ الف برای دو قسمت مخزن تحت فشار و پایه با توجه به تغییرات A/L در نظر گرفته شده است.

۲.۳ تأثیر نسبت A/L

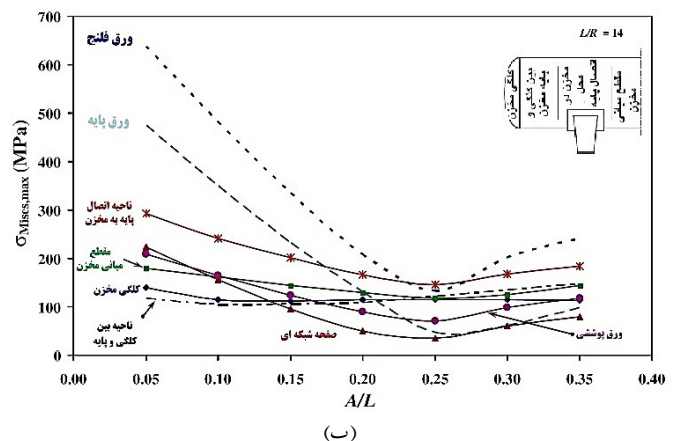
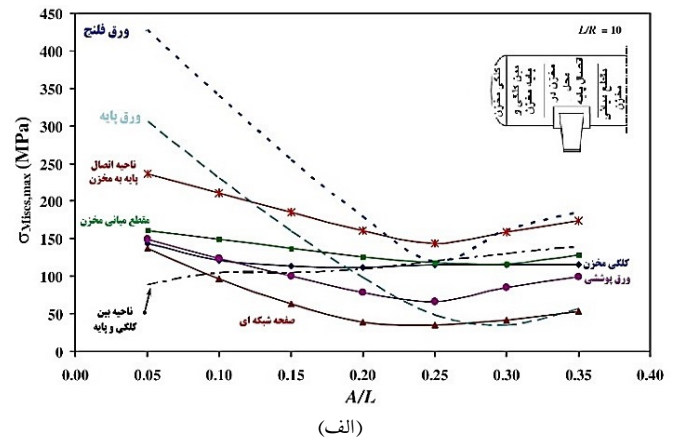
در این قسمت تأثیر نسبت A/L بررسی می‌گردد که از ۰/۰۵ تا ۰/۳۵ مقدار ۰/۰۵ افزایش می‌یابد. اولین مجموعه نتایج در شکل ۵ برای مقدار $L/R = 10$ نشان داده شده است. تنش‌ها در تمامی قسمت‌های پایه یک شیب کاهشی را در مقدار $A/L = 0/25$ نشان می‌دهد در حالی که دو قسمت دیگر (کلگی و قسمت بین مخزن و پایه) تحت تأثیر مقدار نسبت A/L قرار نمی‌گیرند. در شکل ۵ نتیجه‌گیری مشابه‌ای با تحلیل مجموعه دوم نتایج برای نسبت $L/R = 14$ انجام شده است.



شکل ۶: توزیع تنش در مخزن در محل شاخک‌های پایه و صفحه فلنجی مرتبط با شکل ۵ الف

این دو قسمت دارای بیشترین تنش در مخزن تحت فشار و پایه هستند. مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت A/L (یعنی حرکت پایه به سمت قسمت میانی مخزن) در هنگامی که نسبت A/L به ۰/۲۵ نزدیک می‌شود و توزیع تنش یکنواخت می‌شود.

برای $A/L < 0/25$ تنش در قسمت‌های میانی مخزن افزایش یافته و برای $A/L > 0/25$ تنش‌های بالاتر در سمت دو انتهای مخزن و کلگی‌های رخ می‌دهند. برای نسبت $A/L = 0/25$ توزیع تنش در مخزن تحت فشار و پایه یکنواخت بوده و تنش بیشینه کاهش می‌یابد. ذکر این نکته بدیهی نیز



شکل ۵: تأثیر نسبت A/L (الف) $L/R = 10$ (ب) $L/R = 14$

بنابراین توصیه می‌شود تا از مقداری برای A/L نزدیک به ۰/۲۵ برای کم کردن تنش در مخزن تحت فشار و پایه‌ها استفاده گردد. این نتیجه با نتیجه‌ای که ویدرا [۹] گرفته است همخوانی دارد ولی با توصیه مگنوک [۱۴] در تعارض قرار دارد [۱۴]. این تفاوت با توجه به هندسه متفاوت پایه مخزن که توسط هر کدام از آن دو به کار رفته است قابل توضیح است. این دو مقاله

۳.۳ تأثیر نسبت L/R

شکل ۷ نشان دهنده اثر نسبت لاغری L/R است. برای مقدار $A/L = 0.25$ ، مقدار L/R بین ۱۰ تا ۲۰ با مقدار تغییر ۲، افزایش پیدا می‌کند. با افزایش نسبت L/R در تمامی قسمت‌ها افزایش بیشترین مقدار تنش را با مقداری ثابت داریم و تنها در صفحه فلنجی رفتاری متفاوت مشاهده می‌شود. برای تمامی هفت قسمت دیگر، مقدار بیشترین تنش بین مقادیر ۱۰ و ۱۶ برای نسبت لاغری L/R ثابت است. بنابراین توصیه می‌شود تا مقادیر $L/R < 16$ برای تنش‌های کمینه در مخزن و پایه نگهدارنده به کار رود. این مقدار توصیه شده با مقدار توصیه شده توسط مگنوکوی [۱۴] مطابقت دارد.

۴ نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از تحلیل انجام شده در این پژوهش نشان داد که ناحیه‌ای که به شدت تحت تنش قرار دارد، علاوه بر مخزن تحت فشار در محل قرارگیری شاخک‌ها، صفحه فلنجی است و همچنین بیشترین مقدار بار توصیه شده بر روی پایه که توسط کتاب مرجع طراحی Megyesy ارائه شده است با در نظر گرفتن مقدار نسبت A/L به کار رفته تا حدی محافظه‌کارانه است ولی با روش ارائه شده در این پژوهش طراحی مجدد پایه سبب بهینه شدن طراحی آن خواهد شد. مقداری که بر اساس این پژوهش توصیه می‌گردد 0.25 برای نسبت A/L است که این مقدار، مقداری بهینه برای دستیابی به کمترین مقدار تنش است. این عدد دقیقاً همان عدد توصیه شده توسط ویدرا [۹] است ولی همانطور که ذکر شد با مقدار توصیه شده توسط مگنوکوی [۱۴] اندکی تفاوت دارد. دلیل فیزیکی دال بر صحت محاسبات و تحلیل‌های به کار رفته در این پژوهش، این است که با در نظر گرفتن مقدار 0.25 برای پایه‌ها، هر پایه در وسط نیمه مخزن قرار می‌گیرد و به همین دلیل نگهداری مخزن تحت فشار (توزیع بار بر روی پایه‌های نگهدارنده) به صورت یکنواخت خواهد بود. کحاسبات نشان داد که نسبت لاغری (L/R) کوچکتر از ۱۶ باعث به وجود آمدن کمترین تنش در مخزن تحت فشار و پایه می‌گردد که دقیقاً با مقدار توصیه شده توسط مگنوکوی [۱۴] برابر است.

مراجع

[۱] تقی‌زاده، جهان و چراغی، وحید. مبانی طراحی و ساخت مخازن تحت فشار فلزی. مجله فارسی نمونه، ۲۵ (۱۰۶): ۵۷-۴۹، فروردین و اردیبهشت ۱۳۹۵.

[۲] حبیبی، نبرد و بندگانی، ابوالفضل. تحلیل عددی زاویه‌ی لیافت و تعداد لایه‌ها بر استحکام مخازن تحت فشار کامپوزیتی استوانه‌ای. در اولین همایش بین المللی نفت، گاز، پتروشیمی و HSE، ۱۳۹۶.

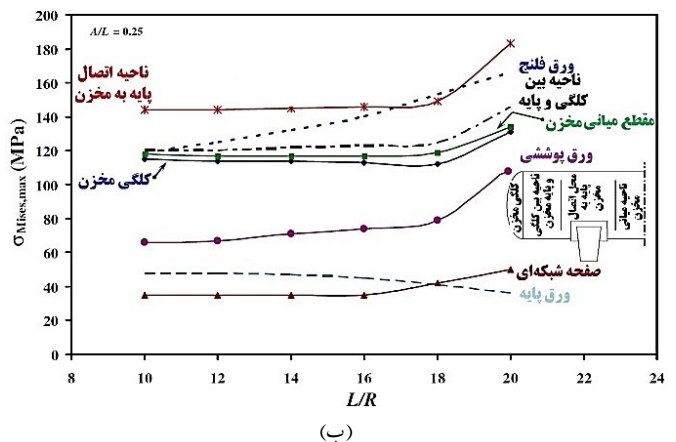
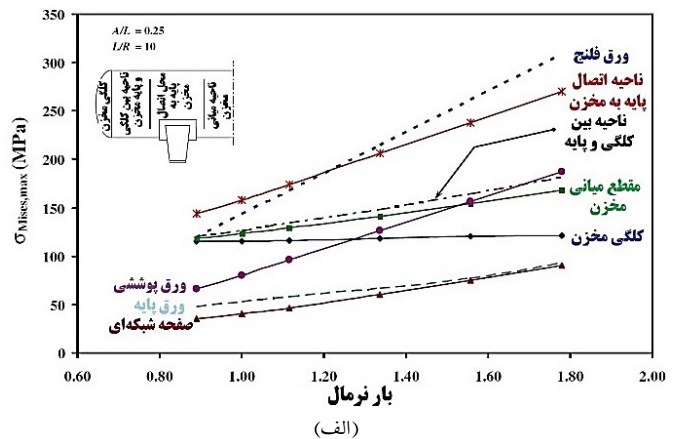
[۳] زندی باغچه مریم، عباس و کرمخانی، سعید. بررسی و تحلیل مخازن تحت فشار داخلی با استفاده از نرم افزار المان محدود. ansys در دومین کنفرانس بین‌المللی دستاوردهای نوین پژوهشی در مکانیک، صنایع و هوافضا.

[4] Boiler, ASME and Code, Pressure Vessel. Section viii: Rules for construction of pressure vessels, division 1. American Society of Mechanical Engineers (ASME), New York, pp. 382-383, 1986.

[5] Zick, LP. Stresses in large horizontal cylindrical pressure

خالی از لطف نیست که در هنگامی که نسبت $A/L = 0.25$ برقرار است هر پایه در میانه نیمه مخزن سمت خود قرار دارد. این مطلب نشان دهنده این است که هر پایه تقریباً نصف وزن کلی مخزن را تحمل می‌کند و این خود دلیلی فیزیکی است که چرا مقدار 0.25 برای A/L کمترین مقدار تنش را بر خلاف نسبت L/R ارائه می‌دهد.

در شکل ۷ مروری مجدد بر تأثیر افزایش بار بر پایه‌ها با استفاده از مقدار 0.25 برای نسبت A/L با توجه به کمینه شدن تنش در این مقدار، صورت گرفته است. در این مقدار، صفحه فلنجی پس از دریافت ۳۲٪ بار اضافی و مخزن در محل شاخک‌های پایه پس از دریافت ۴۲٪ بار اضافه به تنش تسلیم می‌رسند.



شکل ۷: الف) تأثیر افزایش بار بر پایه‌ها $A/L = 0.25$ (ب) تأثیر نسبت L/R و $A/L = 0.25$

با در نظر گرفتن نتایج موجود در شکل ۴ الف (مخزن در شاخک‌های پایه در ۱۰٪ بار اضافی تسلیم می‌گردد و صفحه فلنجی در ۷۳٪ بیشترین بار تسلیم می‌گردد). با این بررسی این نتیجه حاصل می‌گردد که همانند آنچه در کتاب Megyesy نوشته شده است بیشترین بار بر پایه به نسبت A/L وابسته است. برای مثال در مورد صفحه فلنجی تقریباً بالا برای نسبت A/L برابر با ۰/۱۵ و تقریباً پایین برای نسبت A/L برابر با ۰/۲۵ در نظر گرفته شده است. با توجه به نتایج ارائه شده در جدول ۱ برای بهینه کردن طراحی قسمت‌های مختلف پایه مخزن مجدداً مورد طراحی قرار می‌گیرند. برای مثال این بهینه سازی می‌تواند به وسیله افزایش ضخامت صفحه فلنجی و یا افزایش زاویه صفحه سایشی تا ۱۰° صورت پذیرد.

- vessels on two saddle supports. *Welding Journal Research Supplement*, 30(9):435-445, 1951.
- [6] Megyesy, Eugene F. Pressure vessel handbook. 1973.
- [7] Tooth, AS, Chan, GCM, Spence, J, and Nash, DH. Horizontal saddle supported storage vessels: Theoretical and experimental comparisons of plastic collapse loads. *Pressure Equipment Technology: Theory and Practice*, p. 87, 2003.
- [8] PD5500, BSI. Specification for unfired fusion welded pressure vessels. *London: British standards Institution*, 2000.
- [9] Widera, GEO, Sang, ZF, and Natarajan, R. On the design of horizontal pressure vessels. *Journal of pressure vessel technology*, 110(4):393-401, 1988.
- [10] Seng, Ong Lin. Effectiveness of wear plate at the saddle support. *Journal of pressure vessel technology*, 114(1):12-18, 1992.
- [11] Ong, LS and Lu, G. Optimal support radius of loose-fitting saddle support. *International journal of pressure vessels and piping*, 54(3):465-479, 1993.
- [12] Chan, GCM, Tooth, AS, and Spence, J. An experimental study of the collapse of horizontal saddle-supported storage vessels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 212(3):183-195, 1998.
- [13] El-Abbasi, N, Meguid, SA, and Czekanski, A. Three-dimensional finite element analysis of saddle supported pressure vessels. *International journal of mechanical sciences*, 43(5):1229-1242, 2001.
- [14] Magnucki, K, Stasiewicz, P, and Szyc, W. Flexible saddle support of a horizontal cylindrical pressure vessel. *International journal of pressure vessels and piping*, 80(3):205-210, 2003.
- [15] Khan, Shafique MA. Initial investigation into optimizing design of a pressure vessel saddle. in *ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference*, pp. 19-22. American Society of Mechanical Engineers, 2008.