

طراحی رزوه ملی برای لوله‌های جداری، مغزی و تجهیزات درون چاهی نفت و گاز

مهدی نظری صارم

گروه مهندسی نفت، معدن و مواد، دانشکده عمران و منابع زمین، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۳/۵ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۵/۲۴

چکیده

یکپارچگی چاه یک هدف و راه حل جهت حفاظت از جان انسان، محیط زیست و در نهایت میزان تولید نفت و گاز در طول عمر چاه است. یکپارچگی چاه نیازمند استفاده از اتصالات مطمئن برای لوله‌ها و تجهیزات درون چاهی است. در این تحقیق با استفاده از نرم‌افزارهای مدل‌سازی و شبیه‌سازی به روش اجزا محدود به طراحی و تحلیل اتصال اختصاصی که مورد نیاز شرایط چاه‌های فعلی نفت و گاز می‌باشد پرداخته شده است. بارگذاری اتصال براساس آزمون سخت سری A از استاندارد ISO ۱۳۶۷۹ بصورت مرکب شامل اعمال نیروهای محوری کشش و فشردگی به همراه فشار داخلی و فشاری صورت پذیرفت. نتایج تحلیل اتصال با استفاده از معیارهای تنش و قابلیت نشت‌پذیری مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج تحقیق نشان داد که اتصال طراحی شده به‌طور کامل الزامات استاندارد را برآورده می‌نماید. مقدار تنش ایجاد شده در بارگذاری‌های مختلف پایین‌تر از استحکام تسلیم ماده قرار دارد در ضمن فشار تماسی سطوح نشت‌بند، نشت‌پذیری قابل اعتمادی را ایجاد می‌کند. مشخص گردید طراحی به روش اجزا محدود می‌تواند ابزار قابل اعتماد و کم هزینه و جایگزین آزمایش‌های فیزیکی قرار داشته باشد.

کلمات کلیدی: لوله‌های درون چاهی، اتصال اختصاصی، روش اجزا محدود، نشت‌پذیری.

مقدمه

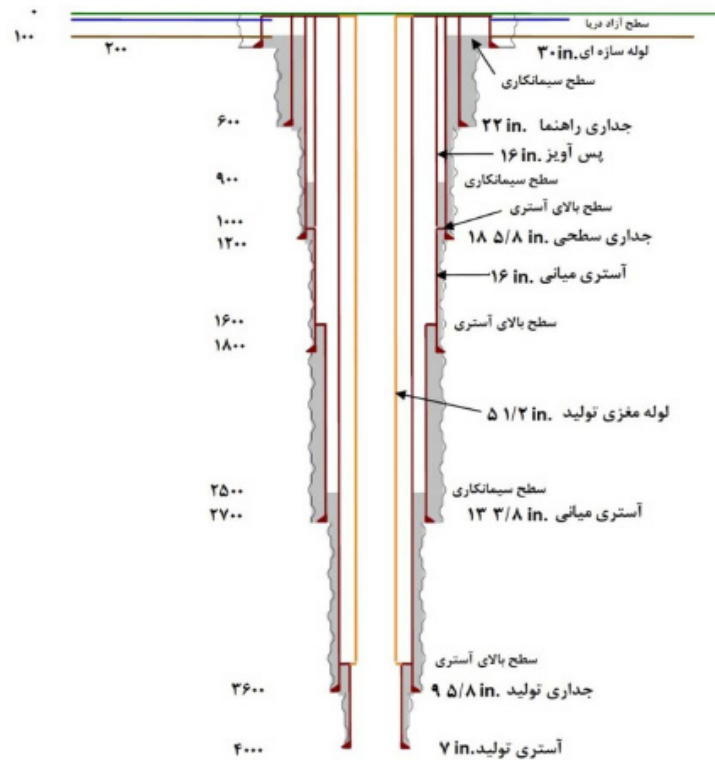
و مغزی از طریق اتصالات رزوه‌ای به یکدیگر پیچ شده و به درون چاه فرستاده می‌شوند. شکل ۲ شماتیکی از لوله درون چاهی به همراه اتصال رزوه‌ای با رابط را نشان می‌دهد. از آنجا که لوله‌های جداری و مغزی در هنگام قرارگیری در چاه حین عملیات سیمان‌کاری، حفاری و تولید تحت بارگذاری‌های مختلفی از جمله کشش محوری، فشردگی محوری، فشار داخلی و خارجی قرار می‌گیرند، اتصالات پارامتر کلیدی در برنامه عملیات حفاری و اکتشاف نفت و گاز به لحاظ ارتباط مستقیم آن با استحکام لوله می‌باشد.

یکپارچگی چاه امروزه یکی از حیاتی‌ترین موضوعات مربوط به بخش مهندسی و تأمین کالای چاه‌های نفت و گاز است. این موضوع به ویژه در طول توسعه منابع هیدروکربنی غیرمتعارف اهمیت فراوانی دارد. لوله‌های جداری^۱ و مغزی^۲ از اجزاء بسیار مهم چاه‌های نفت و گاز می‌باشند. شکل ۱ شماتیکی از برنامه لوله‌های جداری و مغزی را نشان می‌دهد. عنصر حیاتی لوله‌های جداری و مغزی، اتصال رزوه‌ای آن است. لوله‌های جداری

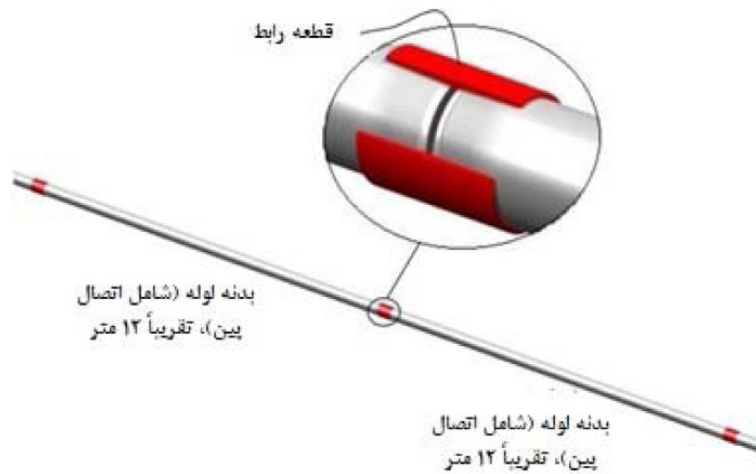
*مسئول مکاتبات

آدرس الکترونیکی mahdinazarisaram@iauctb.ac.ir
شناسه دیجیتال: (DOI:10.22078/PR.2022.4822.3159)

1. Casing
2. Tubing



شکل ۱ شماتیکی از برنامه لوله‌های جداری و مغزی.



شکل ۲ شماتیکی از لوله درون چاهی به همراه اتصال رزوه ای با رابط.

[۱ و ۲]. توسعه ساختاری، ابعادی و ویژگی‌های نشت‌پذیری^۱ موردنیاز بویژه در شرایط کاری سخت منجر به طراحی اتصالات اختصاصی شده است. این اتصالات برای بدست آوردن کیفیت بالاتر از استاندارد طراحی می‌شوند. استحکام سازه، نشت‌پذیری، مقاومت به خوردگی و غیره در این اتصالات در

1. Sealability

امروزه اتصالات لوله‌های جداری و مغزی به دو دسته اتصالات استاندارد یا API و اختصاصی تقسیم‌بندی می‌شوند.

API، مشخصه، استاندارد، روش‌های توصیه شده و مستنداتی ارائه می‌کند که در آن حداقل‌ها و الزامات برای ساخت و آزمون‌های فیزیکی و عملکردی اتصالات استاندارد توضیح داده شده است

مقایسه با اتصالات استاندارد بهبود پیدا کرده است.

سابقه طراحی و ساخت اتصالات اختصاصی بسیار گسترده است. تقریباً از سال ۱۹۲۵ با شکل‌گیری انجمن مهندسی نفت امریکا طراحی و ساخت اتصالات آغاز گردید. برخی از اتصالات طراحی شده در قالب استانداردهای API ارائه گردید. غیر از اتصالات استاندارد اولین اتصال اختصاصی دارای دو شانه در سال ۱۹۳۴ توسط شرکت تناریس طراحی و روانه بازار شد. اتصال مذکور قابل استفاده در شرایط گشتاور بالا (کار با رشته لوله‌ها^۱) بود. در سال ۱۹۳۷ طراحی مشابهی از اتصال دو شانه به نام Tenraris CS توسط شرکت تناریس ارائه گردید که محدوده قطر بیشتری از لوله‌ها را پوشش داد. در سال ۱۹۶۵ مهندس با استعداد شرکت ولورک T اتصال اختصاصی با قابلیت نشت‌بندی در برابر گاز را برای توسعه یک میدان گازی واقع در جنوب غربی فرانسه را اختراع کرد. مقدار گوگرد این میدان در حدی بود که تصور می‌شد امکان بهره‌برداری از این میدان وجود ندارد. تاکنون اتصالات اختصاصی مختلفی با قابلیت‌های متفاوتی بویژه توسط شرکت ولورک، تناریس و کاوازاکی طراحی و ساخته شده است. در حال حاضر نیز بسیاری از شرکت‌های چینی و اروپای شرقی طراحی و عرضه اتصالات اختصاصی را با توجه به شرایط بازار و نیاز مشتریان مخصوصاً کشورهای خاورمیانه را دنبال می‌کنند.

بررسی عملکرد اتصالات با دو روش تحلیل به روش اجزا محدود و آزمون فیزیکی صورت پذیرفته است. تحلیل اجزا محدود که در این پژوهش از آن استفاده می‌شود ابزاری مناسب در طراحی اتصال و تأیید کیفیت آن می‌باشد. در سال ۱۹۷۱ مدل دو بعدی اجزا محدودی ایجاد گردید [۳]. با مقایسه نتایج رضایت بخش آن با تحقیقات قبلی مانند بررسی‌های فوتوالاستیک مشخص شد که مدل اجزا محدود برای بررسی اتصالات رزوه‌ای مناسب می‌باشد. در سال ۱۹۸۵ سه رزوه به صورت دو بعدی

مدل شد [۴]. هر سطح رزوه بصورت یکنواخت بارگذاری شده بود و قیدگذاری مدل در جدار داخلی در جهت محوری انجام شده بود. سپس، انحراف محوری رزوه محاسبه شد. در سال ۲۰۰۴ با استفاده از همین روش ایده خوبی در خصوص یکپارچگی اتصالات ارائه شد [۵]. در این مطالعات برخی از مفروضات برای مدل‌های ساده شده مانند نادیده گرفتن زاویه پیچ، بارگذاری روی اتصالات، و غیره ایجاد گردید. با استفاده از روش اجزا محدود به تحلیل اتصالات رزوه‌ای اختصاصی تحت بارگذاری طبق استاندارد ISO ۱۳۶۷۹ پرداخته شد [۶]. به منظور انعکاس واقعی یکپارچگی اتصالات پرمیوم در شرایط کاری، یک مدل المان محدود سه بعدی از یک اتصال اختصاصی که معمولاً در چاه‌های دشوار استفاده می‌شود در نرم‌افزار تحلیل المان محدود اباکوس ایجاد گردید. یکپارچگی اتصال پرمیوم با توجه به بار اعمال شده توسط آزمون سری B استاندارد و آزمون سیکل حرارتی شبیه‌سازی و تجزیه و تحلیل شد. با استفاده از روش اجزا محدود مدل سه بعدی با در نظر گرفتن زاویه مارپیچ رزوه یک اتصال اختصاصی شبیه‌سازی شد [۷]. در این مطالعه با استفاده از روش تحلیل اجزا محدود و اعمال بارگذاری براساس استاندارد ISO ۱۳۶۷۹ آزمون سری B به همراه سیکل دمایی و بارگذاری خمشی مورد بررسی قرار گرفت.

در حال حاضر اکثر میداین نفتی و گازی کشور دارای فشارهای بالا می‌باشند و عمده میداین دارای سیال خورنده و ترش هستند که این موضوع اهمیت استفاده از اتصال اختصاصی با قابلیت نشت‌بند بودن را نشان می‌دهد. از طرفی با توجه به نیاز مبرم صنعت نفت و گاز، بومی‌سازی اتصالات اختصاصی مطابق با استانداردهای روز دنیا و با توجه به شرایط خاص کشور بویژه در شرایط تحریم و مشکلات عدیده در این زمینه ضرورت دارد. در این راستا با طراحی رزوه ملی می‌توان گامی مهم در

طریق درگیری کمتر رزوه‌ها می‌گردد. با توجه به اینکه احتمال تماس سطوح جانبی آزاد در هنگام اعمال نیروی فشرده‌گی محوری به اتصال وجود دارد ارتفاع لبه پخ دارای اهمیت می‌باشد. مقدار توصیه شده برای ارتفاع لبه پخ (h) نسبت به ارتفاع رزوه پین (H) یعنی نرخ h/H عموماً برابر با $0.25-0.5$ می‌باشد. همچنین، نسبت سطح مقطع لبه پخ (h') به سطح مقطع کل سطح جانبی آزاد ($h'+H$) می‌بایست نامساوی ذیل را ارضا کند [۸]:

$$\frac{h'}{h'+H'}(h/H = 0.25) \leq \frac{h'}{h'+H'} \leq \frac{h'}{h'+H'}(h/H = 0.5) \quad (1)$$

$$h' = \frac{h - z(1 - \sin \beta)}{\cos \beta} - y \cdot \sin(\beta/2 - \alpha/2) \quad (2)$$

$$H' = \frac{H - h - x}{\cos \alpha} + x \cdot \sin \alpha - y \cdot \sin(\beta/2 - \alpha/2) \quad (3)$$

پارامترهای y ، x و z به ترتیب قطر دایره در ریشه، لبه پخ و تاج رزوه‌های باکس می‌باشد. پارامترهای α و β نیز به ترتیب زاویه جانبی آزاد و زاویه لبه پخ روی سطح جانبی آزاد می‌باشد. مقدار توصیه شده برای پارامترهای x ، y و z $1-1/8$ mm می‌باشد. در طراحی انجام شده مقادیر y و z 0.15 mm و مقدار x 0.4 mm در نظر گرفته شده است. در نتیجه مقدار نامساوی ذکر شده برابر با 0.48 محاسبه می‌شود. یکی دیگر از پارامترهای مهم در طراحی پروفایل رزوه، لقی بین سطوح جانبی آزاد می‌باشد. این پارامتر به همراه طول دماغه اتصال اهمیت بسزایی در تحمل نیروی فشرده‌گی اتصال دارد. نتایج مطالعات [۹] نشان می‌دهد در صورتی که نسبت طول دماغه به لقی مذکور بیش از $160-140$ باشد مقاومت فشرده‌گی محوری اتصال برابر با 100% مقاومت فشرده‌گی محوری لوله می‌باشد (شکل ۳). در نظر گرفتن معیار مذکور نیاز به طراحی دماغه اتصال با طول بلند می‌باشد که از طرفی باعث کاهش مقاومت در برابر فشار خارجی خواهد شد.

جهت بومی‌سازی و خودکفایی دست یافت. در این پژوهش ضمن طراحی و شبیه‌سازی اتصال اختصاصی لوله مغزی سایز $4/5$ inch پارامترهای مهم در طراحی اتصالات ارائه شده است.

روش انجام کار

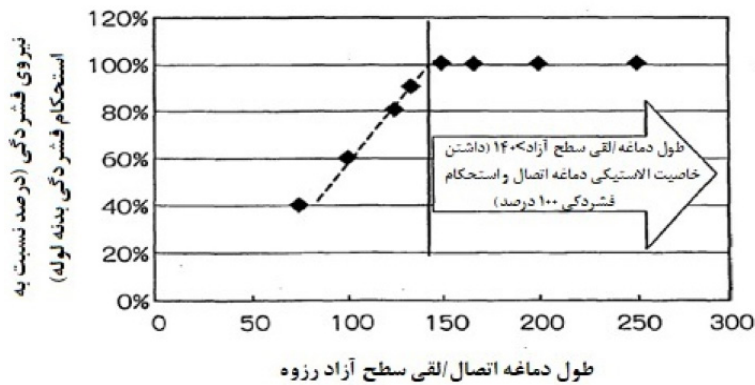
اصولاً اتصالات اختصاصی دارای سه مشخصه هندسی اصلی می‌باشند که بارها در طراحی‌های مختلف برای بهبود عملکرد اصلاح شده‌اند. در واقع تفاوت اتصالات اختصاصی با یکدیگر تغییر این موارد می‌باشد. این موارد عبارتند از ۱- پروفایل رزوه، ۲- شانه گشتاور^۱، ۳- نشت‌بند فلز با فلز.

پروفایل رزوه: پروفایل رزوه اتصالات اختصاصی در یکپارچگی اتصال به لحاظ تحمل نیروی‌های کشش و فشرده‌گی نقش مهمی دارند. از طرفی، سرعت عملیات رانش لوله‌های جداری و مغزی که ارتباط مستقیمی با کاهش هزینه‌های عملیات حفاری دارد تحت تأثیر طراحی پروفایل رزوه می‌باشد. عمده‌تاً تعداد رزوه در هر اینچ لوله‌های جداری ۵ و لوله‌های مغزی بالاتر از ۶ عدد می‌باشد. هرچه تعداد رزوه در هر اینچ بیشتر باشد فشار تماسی ایجاد شده در سطوح نشت‌بند به دلیل ایجاد زاویه منفی بیشتر می‌شود. برای رزوه طراحی شده تعداد رزوه در هر اینچ ۶ عدد می‌باشد به این معنی که گام رزوه‌ها برابر با $4/233$ mm می‌باشد.

مشخصه دیگر طراحی رزوه، زاویه مخروط می‌باشد که همانند رزوه باترس برابر با 0.625 in به ازای هر اینچ طولی ($0.6/25$) در نظر گرفته شد. به جهت سهولت رانش و امکان رانش در شرایط عدم هم محوری لوله‌ها، سطوح ریشه و تاج رزوه‌ها موازی محور لوله طراحی گردید.

استفاده از تکنیک دو پله ای^۱ برای سطح جانبی آزاد رزوه^۲ از جزییات دیگر طراحی پروفایل رزوه می‌باشد. این ویژگی باعث افزایش سرعت عملیات بستن اتصال و همچنین کاهش آسیب به پوشش رزوه^۳ از

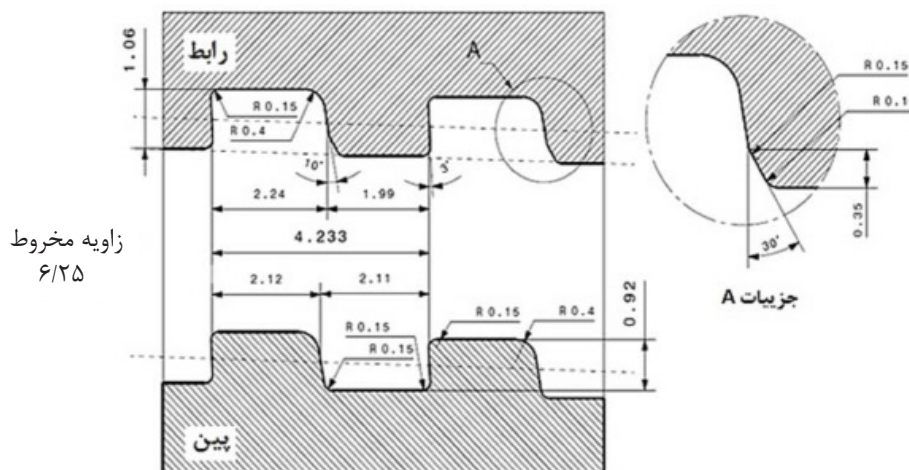
1. Two-Step
2. Stabbing Flank
3. Thread Coating



شکل ۳ مقاومت فشردگی محوری اتصال براساس طول دماغه اتصال و لقی رزوهها [۹].

طراحی نشتبند و شانیه اتصال: طراحی نشتبند و شانیه اتصال تحت تأثیر ویژگی‌های فشار داخلی، فشار خارجی و نیروی فشردگی می‌باشد. البته پارامترهای دیگری مانند جلوگیری از آسیب ناحیه نشتبند در حین فرآیندهای حمل و نقل لوله‌ها نیز در طراحی مؤثر می‌باشد. ضخامت دماغه پین به‌طور مستقیم در تحمل نیروی فشردگی محوری اتصال دخالت دارد. ضخامت دماغه پین اتصالات اختصاصی عمدتاً در حدود ۵۰-۴۰٪ سطح مقطع بدنه لوله می‌باشد. در صورتی که این مقدار برای نیروی فشردگی کافی نباشد نیاز به درگیری رزوه‌ها در هنگام اعمال نیروی فشردگی می‌باشد. نکته دیگر در ارتباط با ضخامت دماغه پین این است که هر چه ضخامت دماغه بیشتر باشد تحمل اتصال در برابر فشار خارجی بیشتر می‌شود.

به‌طور کلی، در هنگام اعمال نیروی فشردگی بخشی از آن توسط دماغه اتصال و بخشی دیگر توسط رزوه‌ها قابل بارگذاری می‌باشد. در صورتی که نیاز به تحمل نیروی فشردگی بالا باشد به عنوان مثال در کاربردهای لوله‌های جداری و آستری می‌بایست علاوه بر تحمل نیروی فشردگی توسط دماغه اتصال، رزوه‌ها نیز در سطوح جانبی آزاد درگیر شده (لقی موجود حذف گردد) و بخشی از نیروی فشردگی را جذب کنند. در کاربردهای لوله مغزی که عمدتاً نیروی فشردگی به اتصال وارد نمی‌شود نیاز به درگیری رزوه‌ها نمی‌باشد. با در نظر گرفتن توضیحات فوق لقی سطوح جانبی آزاد عمدتاً در محدوده ۱۰-۳۰۰ μm طراحی می‌شود. در طراحی مورد نظر لقی سطوح جانبی آزاد ۱۳۰ μm میکرون (۰/۱۳ mm) در نظر گرفته شده است. طرح پروفایل رزوه در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴ طراحی پروفایل رزوه.

نشت‌بندی به ناحیه‌ای از تماس قابل توجهی با طول محوری حداقل حدود ۱ تا ۱/۵ mm نیاز دارد. با این حال، اگر طول سطح نشت‌بندی بیش از حد زیاد باشد، ضخامت دماغه پین کاهش می‌یابد و نرخ استحکام اتصال در برابر فشار خارجی و نیروی محوری فشردگی پایین محاسبه می‌شود. مقدار توصیه شده برای طول نشت‌بند بین ۲ الی ۸ mm می‌باشد [۱۰].

طراحی شانه اتصال عمدتاً به صورت عمود یا زاویه‌دار نسبت به محور لوله صورت می‌پذیرد. در صورتی که با زاویه منفی نسبت به محور لوله طراحی شود منجر به افزایش قابلیت نشت‌بندی به‌ویژه در برابر فشردگی محوری کمک می‌کند. این ویژگی در ترکیب با زاویه منفی پروفایل رزوه در سطح جانبی بار ضمنی تأثیر قابل توجه در نشت‌بندی، اتصال را در برابر شکست از نوع بیرون پریدن محافظت می‌کند. مقدار زاویه شانه اتصال در استحکام ناحیه شانه باکس مهم می‌باشد. در صورتی که زاویه شانه پین زیاد باشد مقاومت شانه باکس به شدت افت می‌کند که این منجر به کاهش استحکام اتصال در برابر فشردگی خارجی یا گشتاور بستن اتصال می‌گردد. مقدار توصیه شده برای زاویه شانه ۴ الی ۱۶° می‌باشد [۱۱] که در طراحی صورت گرفته این زاویه ۱۵° در نظر گرفته شده است.

به دلیل خطاهای فرآیند ساخت لوله های بدون درز ناشی از نورد، سطح مقطع لوله یک دایره کامل نیست و دارای تغییرات ضخامت دیواره می باشد. به همین دلیل ایجاد پخ بر روی لبه داخلی قسمت انتهایی پین ایجاد می شود تا اطمینان حاصل شود که لبه داخلی انتهای پین از بیرون زدگی نداشته باشد. این ویژگی باعث عدم ایجاد جریان متلاطم سیال داخل لوله در هنگام عبور از ناحیه اتصال می گردد. مقدار توصیه شده برای زاویه پخ ۹ تا ۷۶° می باشد [۱۱] که در طراحی صورت گرفته مقدار ۱۰° در نظر گرفته شد.

در طراحی صورت گرفته نسبت سطح مقطع دماغه پین به سطح مقطع بدنه لوله در حدود ۵۸٪ محاسبه گردید.

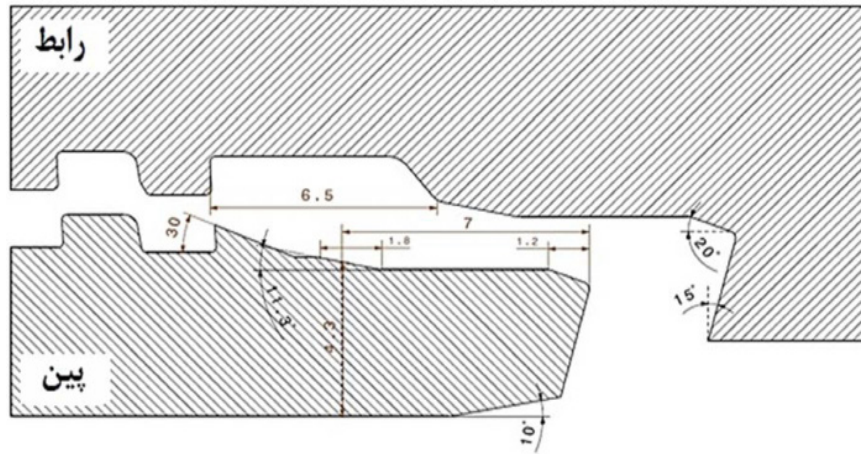
طول دماغه پین وابسته به سایز لوله می باشد. عمدتاً طول دماغه پین برابر با ۲۲-۴ mm بر حسب سایز لوله های جداری و مغزی می باشد. هرچه طول دماغه پین بیشتر باشد قابلیت نشت‌بندی آن بیشتر می شود. البته افزایش طول دماغه از مقداری مشخص بی اثر بوده و برعکس تحمل اتصال در برابر فشار خارجی به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد. طول دماغه پین اتصال مورد نظر در حدود ۷ mm در نظر گرفته شد.

طراحی صورت گرفته شامل دو نشت‌بند می باشد. نشت‌بند اولیه که وظیفه اصلی نشت‌بندی به‌ویژه در برابر فشار خارجی را بر عهده دارد نزدیک به رزوه‌ها می‌باشد. این نشت‌بند به دلیل اینکه در پایین خط فرضی بین رزوه اول و لبه دماغه پین طراحی شده است در برابر آسیب‌های حین حمل و نقل مصون می‌باشد. نشت‌بند ثانویه در لبه دماغه پین قرار دارد. این نشت‌بند در برابر فشار داخلی مقاوم می‌باشد. به هر حال نشت‌بند مذکور به دلیل اینکه در لبه دماغه پین قرار دارد در معرض آسیب‌های حمل و نقل قرار دارد. زاویه نشت‌بند اهمیت بالایی در تحمل فشار داخلی اتصال دارد. البته در برابر فشار خارجی تأثیر آن به مراتب کمتر است. چنانچه زاویه نشت‌بند زیاد باشد فشار تماسی در هنگام اعمال نیروی کششی بالا به شدت افت می‌کند. از طرفی، زاویه نشت‌بند کم احتمال ایجاد ساییدگی سطوح نشت‌بند در هنگام باز و بستن اتصال را ممکن است به دنبال داشته باشد. مقادیر پیشنهادی برای زاویه نشت‌بند ۵ تا ۲۵° و ترجیحاً ۱۰ تا ۲۰° می باشد. در طراحی مورد نظر زاویه نشت‌بند اولیه ۱۱/۳° و زاویه نشت‌بند ثانویه ۲۰° در نظر گرفته شد.

سطح نشت‌بند به منظور تضمین خواص

به کاهش فشار تماسی در سطح نشست‌بند گردد. جلوگیری می‌شود. مقدار مذکور در طراحی مورد نظر ۶/۵ mm محاسبه گردید. طراحی نشست‌بند و شانه اتصال در شکل ۵ نشان داده شده است.

ایجاد شیار روغن در قسمت انتهایی رزوه‌های باکس و قبل از سطح نشست‌بند از ویژگی دیگر بوده که در طراحی در نظر گرفته شد. با ایجاد شیار مذکور از اعمال فشار روغن اضافی که ممکن است منجر



شکل ۵ طراحی نشست‌بند و شانه اتصال.

تأیید این فرضیات از مطابقت بین تحلیل المان محدود دو بعدی و مطالعات فتوالاستیک انجام شده روی اتصالات استاندارد پیچ و مهره به دست آمده است با وجود اینکه مدل دو بعدی تقارن محوری زاویه هلیکس را در نظر نمی‌گیرد و تنها مدل‌سازی ساده‌ای بر اساس یکسری رزوه‌های موازی را فرض می‌کند. نوع تحلیل از المان‌های مورد استفاده از نوع متقارن محوری (المان‌های نوع CAXR4) به کار گرفته شد. مطالعه همگرایی مش با استفاده از تدریجی به این صورت که از مش‌بندی ریز در نواحی تمرکز تنش و مش درشت در نواحی دورتر صورت گرفت انجام گردید.

تداخل اولیه رزوه‌ها و نشست‌بند پین و باکس در گام اول تحلیل با ضریب اصطکاک صفر حل گردید. در این گام جابه‌جایی‌ها در جهت محوری در هر دو انتهای اتصال به صفر محدود شد. در گام دوم ضریب اصطکاک از صفر به ۰/۱ تغییر یافت. اعمال بارگذاری به اتصال از گام دوم وارد می‌شود. بارگذاری

ساخت مدل اجزا محدود

جهت تحلیل اتصال طراحی شده از نرم‌افزار اباکوس ورژن ۲۰۲۰ استفاده گردید. دو تکنیک مورد استفاده که در نرم‌افزار اباکوس به ویژه برای تجزیه و تحلیل اتصالات رزوه‌ای مفید هستند، تعیین تداخل تماسی مجاز^۱ و اعمال نفوذ فشار^۲ است. لازم به ذکر است قطر رزوه‌های روی پین (قطر اندازه‌گیری شده در ریشه رزوه‌ها) کمی بزرگتر از قطر روی رزوه‌های باکس است (قطر اندازه‌گیری شده در تاج رزوه‌ها). این اختلاف قطر در واقع تداخل اولیه بین رزوه‌های روی پین و باکس می‌باشد. به همین ترتیب در قسمت ناحیه نشست‌بندها نیز تداخل اولیه مدل‌سازی گردید.

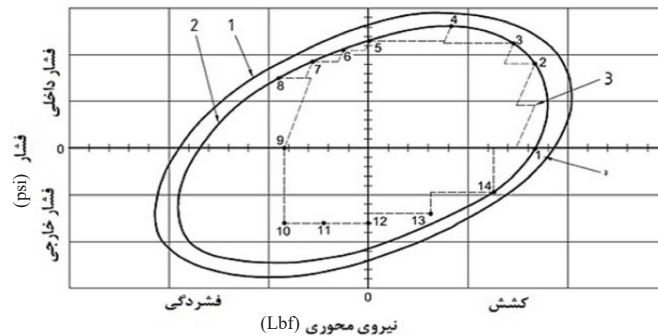
ساخت مدل اجزا محدود به صورت تقارن محوری صورت گرفت که در آن هندسه اتصال به صورت سطح مقطع دوران یافته حول محور Z و در صفحه R-Z مدل می‌شود. این تقریب به میزان قابل توجهی هزینه تحلیل را نسبت به مدل سه بعدی کم می‌کند در حالی که به‌طور وسیع در تحلیل قطعات در صنعت نفت و گاز پذیرفته شده است.

1. Shrink Fit

2. Pressure Penetration

می‌باشد. آزمایشات سری A شامل ۱۴ نقطه به عنوان نقاط بارگذاری روی حلقه فون میسز مشخص شده است (جدول ۱). اتصال تحت نقاط بارگذاری مذکور به صورت متناوب ساعت گرد و پاد ساعت گرد به تعداد ۴۳ مرحله بارگذاری قرار می‌گیرند (جدول ۲). به منظور مطالعه عددی اتصال و بدست آوردن تنش های تماسی صحیح، متریال هر دو قطعه یعنی پین و باکس بصورت الاستیک-پلاستیک مدل می‌شوند. متریال در نظر گرفته شده L80 با استحکام تسلیم 553 MPa می‌باشد که از جمله جنس های تعریف شده در استاندارد API 5CT [۱۲] مربوط به لوله‌های مغزی و جداری می‌باشد. همچنین ضریب کشسانی ماده 210 GPa و نسبت پواسون 0.3 مدل گردید. رفتار غیر الاستیک ماده بر اساس استاندارد ASME [۱۲] با در نظر گرفتن مقادیر کار سختی مدل سازی شد.

اتصال براساس حلقه فون میسز، سری A از کلاس کاری VI طبق استاندارد ISO 13679 اعمال گردید. این نوع بارگذاری سخت ترین شرایط کاری اتصال را شبیه سازی می‌نماید. حلقه بارگذاری فون میسز و نقاط بارگذاری برای اتصالی که نرخ فشردگی آن کمتر از بدنه لوله می‌باشد در شکل ۶ نشان داده شده است. در شکل مذکور حلقه ۱ و ۲ شدت تنش فون میسز به ترتیب براساس ۱۰۰ و ۹۵٪ استحکام تسلیم متریال می‌باشد. مشاهده می‌شود که بارگذاری اتصال براساس شدت تنش فون میسز برابر با ۹۵٪ استحکام تسلیم متریال صورت می‌پذیرد. حلقه بارگذاری در ربع اول شامل کشش محوری به علاوه فشار داخلی، ربع دوم شامل فشردگی محوری به علاوه فشار داخلی، ربع سوم شامل فشردگی محوری به علاوه فشار خارجی و ربع چهارم شامل کشش محوری به علاوه فشار خارجی



شکل ۶ حلقه بارگذاری اتصال [۱۲].

جدول ۱ نقاط بارگذاری اتصال.

نقاط بارگذاری	نیروی محوری فشردگی (با علامت منفی)/کشش		فشار، فشار خارجی (با علامت منفی)/فشار داخلی		وضعیت بارگذاری
	درصد نسبت به استحکام تسلیم	KN	MPa		
۱	۹۵	۱۲۹۴	۰		معادل ۹۵ درصد استحکام تسلیم براساس معیار فون میسز
۲	۹۵	۱۲۹۴	۵۴		
۳	۸۰	۱۰۸۹	۶۵		
۴	-	۵۶۹	۷۳		
۵	۰	۰	۶۷		
۶	۱۵-	۲۰۵-	۶۲		
۷	۳۰-	۴۱۰-	۵۵		
۸	۴۰-	۵۴۷-	۵۰		معادل ۱۰۰ درصد استحکام مچالیدیگی
۹	۴۰-	۵۴۷-	۰		
۱۰	۴۰-	۵۴۷-	۵۹-		
۱۱	۲۰-	۲۷۳-	۵۹-		
۱۲	۰	۰	۵۹-		
۱۳	۳۳	۴۵۱	۴۴-		
۱۴	۶۷	۹۱۷	۲۱-		

جدول ۲ مراحل بارگذاری اتصال.

مراحل بارگذاری	نقاط بارگذاری	نیروی محوری شامل فشردگی (با علامت منفی) و یا کشش		فشار شامل فشار خارجی (با علامت منفی) و یا فشار داخلی
		درصد نسبت به استحکام تسلیم	kN	MPa
۱c	۱	۹۵	۱۲۹۴	۰
۲c	۲	۹۵	۱۲۹۴	۵۴
۳c	۳	۸۰	۱۰۸۹	۶۵
۴c	۴	-	۵۶۹	۷۳
۵c	۵	۰	۰	۶۷
۶c	۶	۱۵-	۲۰۵-	۶۲
۷c	۷	۳۰-	۴۱۰-	۵۵
۸c	۸	۴۰-	۵۴۷-	۵۰
۹c	۹	۴۰-	۵۴۷-	۰
۱۰c	۱۰	۴۰-	۵۴۷-	۵۹-
۱۱c	۱۱	۲۰-	۲۷۳-	۵۹-
۱۲c	۱۲	۰	۰	۵۹-
۱۳c	۱۳	۳۳	۴۵۱	۴۴-
۱۴c	۱۴	۶۷	۹۱۷	۲۱-
۱۵c	۱	۹۵	۱۲۹۴	۰
۱۶c	۱۴	۶۷	۹۱۷	۲۱-
۱۷d	۱۳	۳۳	۴۵۱	۴۴-
۱۸d	۱۲	۰	۰	۵۹-
۱۹d	۱۱	۲۰-	۲۷۳-	۵۹-
۲۰d	۱۰	۴۰-	۵۴۷-	۵۹-
۲۱d	۲	۹۵	۱۲۹۴	۵۴
۲۲c	۳	۸۰	۱۰۸۹	۶۵
۲۳d	۹	۴۰-	۵۴۷-	۰
۲۴d	۸	۴۰-	۵۴۷-	۵۰
۲۵d	۷	۳۰-	۴۱۰-	۵۵
۲۶d	۶	۱۵-	۲۰۵-	۶۲
۲۷d	۵	۰	۰	۶۷
۲۸d	۴	-	۵۶۹	۷۳
۲۹d	۳	۸۰	۱۰۸۹	۶۵
۳۰d	۲	۹۵	۱۲۹۴	۵۴
۳۱d	۱	۹۵	۱۲۹۴	۰
۳۲c	۲	۹۵	۱۲۹۴	۵۴
۳۳c	۳	۸۰	۱۰۸۹	۶۵
۳۴c	۴	-	۵۶۹	۷۳
۳۵c	۵	۰	۰	۶۷
۳۶c	۶	۱۵-	۲۰۵-	۶۲
۳۷c	۷	۳۰-	۴۱۰-	۵۵
۳۸c	۸	۴۰-	۵۴۷-	۵۰
۳۹c	۹	۴۰-	۵۴۷-	۰
۴۰c	۱۰	۴۰-	۵۴۷-	۵۹-
۴۱c	۱۱	۲۰-	۲۷۳-	۵۹-
۴۲c	۱۲	۰	۰	۵۹-
۴۳c	۱۳	۳۳	۴۵۱	۴۴-
۴۴c	۱۴	۶۷	۹۱۷	۲۱-
۴۵c	۱	۹۵	۱۲۹۴	۰
۴۶c	۲	۹۵	۱۲۹۴	۵۴

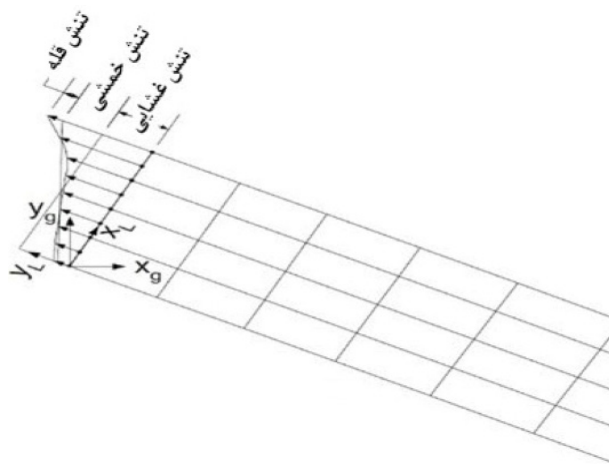
شرایط پذیرش

معیار تنش: بررسی ناتوانی براساس مقدار تنش براساس معیارهای مختلفی صورت می‌پذیرد. یکی از معیارهای کاربردی طبق استاندارد ASME [۱۳] می‌باشد. طبق استاندارد مذکور سه نوع تنش اولیه، ثانویه و قله تعریف می‌شود که برای هر مقطع موردنظر بسته به نوع قطعه و شرایط کارکرد آن می‌بایست بررسی گردد. از طرفی، طبق استاندارد آویزه‌های آستری و تجهیزات تکمیل چاه [۱۴] و [۱۵] برای اقلام درون چاهی لازم است مقادیر تنش اولیه محاسبه و با مقادیر تنش مجاز مقایسه گردد (مقادیر تنش ثانویه و قله در مواردی که رشد ترک و گسترش تنش وجود دارد استفاده می‌گردد لذا در صورتی که اتصال لوله‌های جداری مانند اتصالات لوله‌های حفاری در معرض آسیب‌های خستگی قرار داشته باشند بررسی این نوع تنش حائز اهمیت است).

تنش‌های اولیه که با P نشان داده می‌شود به تنش‌هایی گفته می‌شود که در تعادل با تنش خارجی هستند. بدین معنا که تنش‌های اولیه ناشی از نیروهای داخلی با تنش‌های اولیه ناشی

از نیروهای خارجی در تعادل هستند. تنش‌های اولیه شامل تنش عمومی غشایی^۱، محلی غشایی^۲ و خمش^۳ می‌باشد. تنش‌های اولیه عمومی غشایی که معمولاً با Pm نشان داده می‌شود، تنش‌هایی هستند که به دور از محل‌های ناپیوستگی وجود دارد. تنش‌های محلی غشایی که معمولاً با PL نشان داده می‌شود تنش‌هایی هستند که در نزدیکی محل‌های ناپیوستگی و انفصال وجود دارد. تنش‌های اولیه خمشی که معمولاً با Pb نشان داده می‌شود، تنش‌هایی هستند که مقدار آن بستگی به مقدار ممان خمشی، فاصله از تار خنثی و ممان دوم سطح دارد. در روش اجزا محدود، هنگامی که از المان‌های پیوسته در تحلیل استفاده می‌شود، توزیع تنش کل به دست می‌آید. بنابراین، برای تولید تنش‌های غشایی و خمشی، توزیع تنش کل باید براساس مؤلفه تنش خطی شده و برای محاسبه تنش‌های معادل استفاده شود. ارتباط بین تنش‌های غشایی، خمش و قله در شکل ۷ نشان داده شده است.

طبق استاندارد ASME مقدار تنش محلی غشایی و مجموع تنش محلی غشایی و خمش نباید از ۱/۵ برابر تنش مجاز بیشتر شوند.



شکل ۷ دسته بندی تنش‌های غشایی، خمش و قله [۱۳].

1. General Membrane
2. Local Membrane
3. Bending

شاخص نشست‌بندی^۱ به صورت سطح زیر نمودار منحنی فشار تماسی با رابطه (۳) مشخص می شود.

$$W_a = \int_0^L P_c^n(l) dl \quad (2)$$

در رابطه فوق پارامتر نمایی n براساس داده‌هایی تجربی آستانه نشتی برای فشارهای مختلف گاز با استفاده یا بدون استفاده از ماده روانکار رزوه تعیین می شود. این پارامتر با فشار گاز کمی افزایش می یابد. برای آزمون‌های بدون روانکار، میانگین n مقدار ۱/۴ و در صورت استفاده از روانکار برابر با می باشد. معیار نشتی با رابطه ذیل تعریف می شود:

$$W_a < W_{ac} \rightarrow Leakage, \quad W_a > W_{ac} \rightarrow No Leakage \quad (4)$$

مقدار بحرانی W_{ac} به شکل زیر در صورت استفاده و عدم استفاده از روانکار به دست می آید:

$$W_{ac, with SC} = 1.84310^{-3} \times \left(\frac{P}{P_{atm}} \right)^{1.177},$$

$$W_{ac, without SC} = 0.1036 \times \left(\frac{P}{P_{atm}} \right)^{0.838} \quad (5)$$

نتایج و بحث

نتایج تحلیل اتصال با اعمال فقط گشتاور بستن در شکل ۸ نشان داده شده است. با اعمال گشتاور بستن فقط رزوه های نزدیک به نشستند تحت تنش بالا قرار می گیرند. حداکثر تنش ایجاد شده کمتر از تنش مجاز فون میسر می باشد. تنش ایجاد شده در دماغه پین از نوع فشردگی و برای باکس از نوع کششی می باشد.

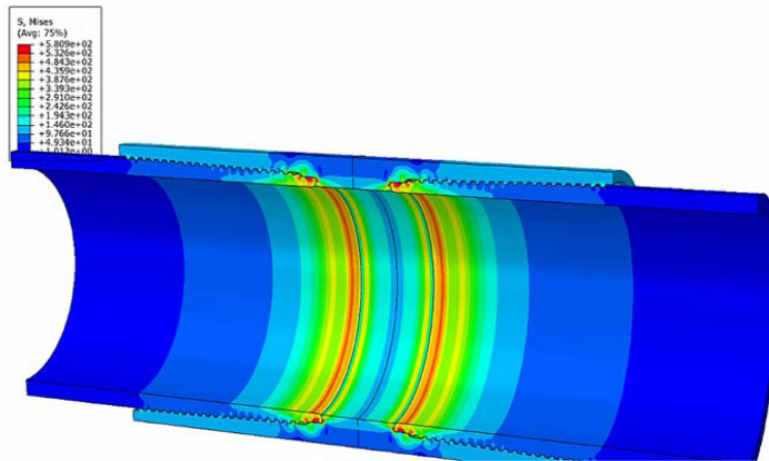
در شکل ۹ مقادیر تنش قله در ریشه رزوه های پین با علامت دایره و خط روند آن به صورت خط چین با فرمت نمایی نشان داده شده است. حداکثر تنش مربوط به رزوه های نزدیک به شانه اتصال می باشد و با دور شدن از شانه اتصال مقدار آن به طور قابل توجهی کاهش می یابد.

با در نظر گرفتن تنش مجاز برابر با ۰/۶ استحکام تسلیم متریال نتیجه می دهد که مقدار تنش محلی غشایی و مجموع تنش محلی غشایی و خمش می بایست کمتر از مقدار استحکام تسلیم متریال باشد. چنانچه معیار شکست را فون میسر در نظر بگیریم مقادیر مذکور براساس تنش میسر محاسبه شده و با مقدار استحکام تسلیم متریال مقایسه می گردد و به این ترتیب معیار تنش برای ارزیابی اتصال مشخص گردید.

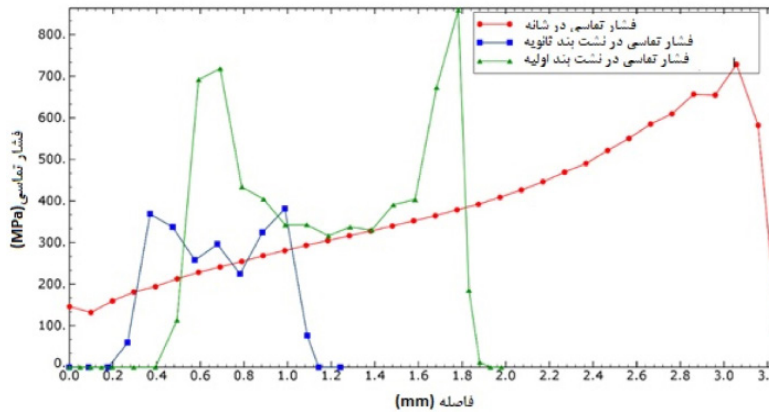
معیار نشتی: نشت پذیری، به توانایی نشت بند برای نگه داشتن سیال بدون ایجاد نشتی قابل توجه اشاره دارد. در اتصالات لوله های جداری و مغزی، نرخ جریان نشتی قابل قبول معمولاً کمتر از ۲ mL/h می باشد [۱۳]. انواع مختلفی از نشت بندهای فلز با فلز توسط سازندگان مختلف ساخته شده است که تفاوت آنها عمدتاً در هندسه اتصال و تغییر شکل ایجاد شده به بارهای اعمال شده براساس پروفایل فشار تماسی نشت بند $P(l)$ و طول نشت بند (l) می باشد. طراحی نشت بندها و ارزیابی نشت پذیری مستلزم آگاهی از ویژگی هایی است که کارایی نشت بند را افزایش می دهد مانند طول نشت بند، متوسط فشار تماسی P_c و وجود قله در پروفایل نشت بند، سطح زیر منحنی پروفایل نشت بند و یا برخی رابطه های دیگر بین آنها. سایر متغیرها از جمله خواص مواد، استفاده یا عدم استفاده از روانکار، و توپوگرافی سطح نیز بر عملکرد نشت پذیری تأثیر می گذارند. مورد آخر به فرآیند ساخت و تاریخچه مکانیکی نشت بند بستگی دارد به ویژه لغزشی که در هنگام مونتاژ و جداسازی اتصال اتفاق می افتد.

پارامتر نشتی η براساس مطالعات Murtagian و همکاران [۱۶] با رابطه (۲) تعریف می شود. در رابطه مذکور P_{gas} فشار گاز، P_{atm} فشار اتمسفر، P_c متوسط فشار تماسی، L طول نشت بند، m و n و b پارامترهای ثابت می باشند.

$$\eta = \left(\frac{P_{gas}}{P_{atm}} \right)^m \exp \left[-bLP_c^n \right] \quad (1)$$



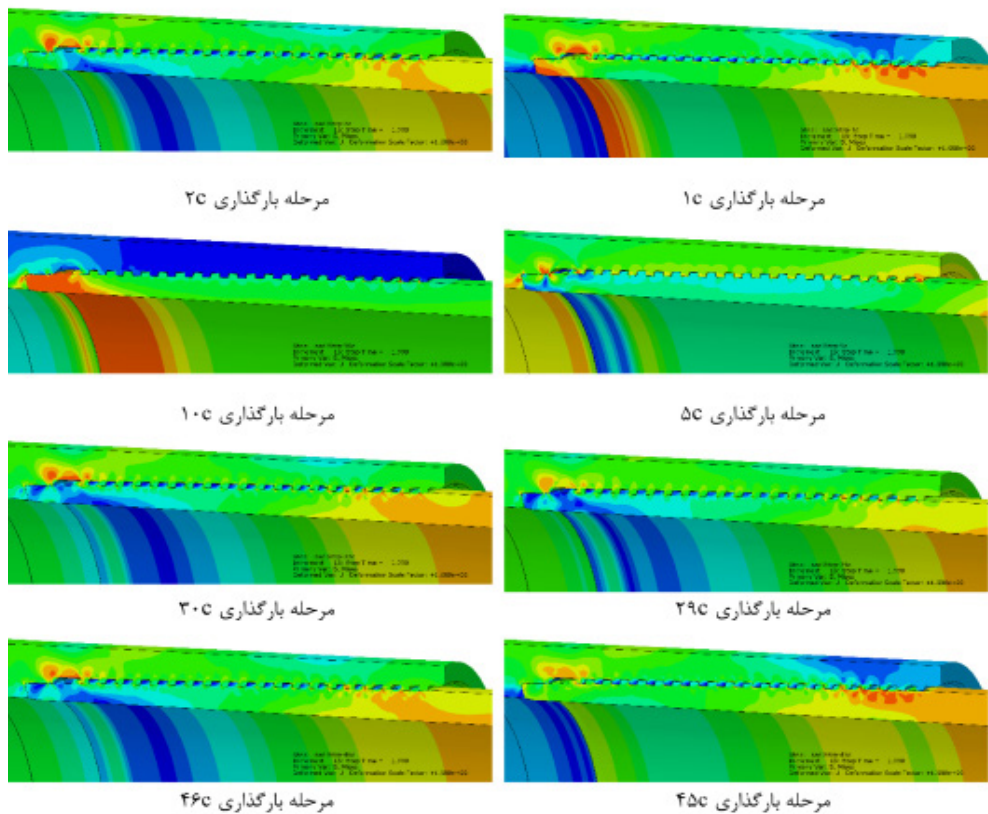
شکل ۸ کانتور تنش با اعمال گشتاور بستن اتصال.



شکل ۹ فشار تماسی شانه، نشت‌بند اولیه و ثانویه.

نیروی کشش می‌باشد که در مرحله‌های بارگذاری در شکل ۹ بر حسب طول نشان داده شده است. حداکثر تنش پین با اعمال بارگذاری مذکور در رزوه‌های انتهایی (دورتر از شانه اتصال) وارد می‌شود. برای عضو باکس حداکثر تنش در رزوه‌ها و ناحیه شیاردار نزدیک شانه اتصال اتفاق می‌افتد. این موضوع را می‌توان اینگونه توجیح کرد که به‌دلیل ایجاد تنش کششی در شیاردار و رزوه‌های نزدیک باکس و اضافه شدن تنش کششی مضاعف با وارد شدن نیروی کشش مقدار آن افزایش می‌یابد. برخلاف آن در عضو پین که در هنگام اعمال نیروی گشتاور بستن تحت نیروی فشرده‌گی بوده است با وارد شدن نیروی کشش مقداری از نیروی فشرده‌گی صرف غلبه بر نیروی کشش شده در نتیجه تنش ایجاد شده به مراتب کمتر می‌باشد.

مقادیر فشار تماسی در شانه، نشت‌بند اولیه و ثانویه در شکل ۹ بر حسب طول نشان داده شده است. بیشترین فشار تماسی در نشت‌بند اولیه می‌باشد که مقدار آن در حدود ۸۰۰ MPa است. با مقایسه فشار تماسی نشت‌بند اولیه و ثانویه مشخص است که هر چه زاویه نشت‌بند بیشتر باشد فشار تماسی یکنواخت‌تری به سطح نشت‌بند وارد می‌شود. مقادیر مربوط به شاخص نشت‌بندی برای شانه گشتاور، نشت‌بند ثانویه و اولیه به ترتیب برابر با ۱۲۱۵، ۲۰۲ و ۳۱۸ MPa.mm محاسبه شد. برخی از کانتورهای تنش اتصال طبق طبق ۴۶ مرحله بارگذاری حلقه فون میسر در شکل ۱۰ ارائه شده است. نقاط بارگذاری ۱ تا ۴ (جدول ۱ و ۲) در ربع اول منحنی میسر قرار دارد و شامل اعمال نیروی کشش و فشار داخلی می‌باشد. نقطه بارگذاری ۱ فقط شامل

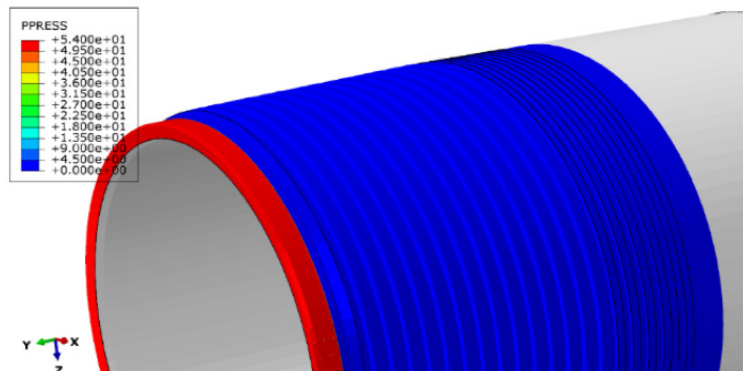


شکل ۱۰ کانتور تنش اتصال بر اثر اعمال بارگذاری طبق حلقه میسر (بارگذاری مرکب).

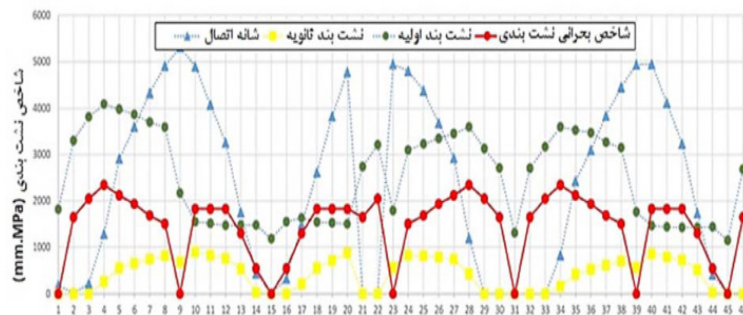
شده را نشان می‌دهد. در شکل مذکور نقاط آبی نشان‌دهنده شاخص نشست‌بندی شانه اتصال، نقاط زرد نشان‌دهنده شاخص نشست‌بندی نشست‌بند ثانویه و نقاط سبز رنگ نشان‌دهنده شاخص نشست‌بندی نشست‌بند اولیه می‌باشد. مقادیر مربوط به شاخص نشست‌بندی بحرانی نیز با رنگ قرمز مشخص شده است. چنانچه مشخص است در بسیاری از مراحل بارگذاری مقدار شاخص نشست‌بندی نشست‌بند اولیه کمتر از مقدار بحرانی می‌باشد. به این معنی که شانه نقش موثری را در نشست‌بندی اتصال ایفا نمی‌کند. می‌توان گفت نقش نشست‌بند اولیه بیشتر در فشارهای پایین قابل توجه می‌باشد. مقدار شاخص نشست‌بندی شانه اتصال نسبت به نشست‌بند اولیه و ثانویه دارای مقادیر بیشتری می‌باشد. در نقاط بارگذاری ۱ الی ۴ که بارگذاری شامل اعمال نیروی کشش می‌باشد شاخص نشست‌بندی شانه نشست‌بند اولیه از مقدار بحرانی در کلیه مراحل بارگذاری کمتر است. در نتیجه نفوذ سیال در اتصال در این مراحل بارگذاری اتفاق می‌افتد.

وضعیت تماس سطوح پین و باکس در شانه اتصال قابل توجه می‌باشد. با وارد شدن نیروی کششی بالا در مرحله 1c فشار تماسی در شانه و نشست‌بند ثانویه حذف شده است. با وارد آمدن فشار داخلی در مرحله بارگذاری 2c به دلیل عدم وجود فشار تماسی در شانه و نشست‌بند اولیه، فشار سیال در سطح مشترک پین و باکس نفوذ می‌کند. برای روش شدن این موضوع تحلیل را با قابلیت نفوذ فشار انجام می‌دهیم. در شکل ۱۱ نفوذ فشار اتفاق افتاده در سطح عضو پین نشان داده شده است. مشاهده می‌شود سیال تا نشست‌بند ثانویه نفوذ می‌کند.

برای بررسی وضعیت نشست‌پذیری از معیار ذکر شده استفاده می‌کنیم. با محاسبه مقادیر شاخص نشست‌بندی بر حسب مگاپاسکال در میلی‌متر برای هر یک از سطوح شانه، نشست‌بند اولیه و ثانویه و مقایسه آن با مقدار بحرانی شاخص نشست‌بندی می‌توان وضعیت نشست‌بندی را در مراحل بارگذاری تعیین کرد. شکل ۱۲ شاخص نشست‌بندی محاسبه



شکل ۱۱ نفوذ فشار در مرحله بارگذاری c2.



شکل ۱۲ شاخص نشت‌بندی سطوح شانه، نشت‌بند اولیه و ثانویه و مقدار بحرانی نشتی.

- ایجاد سطح دو پله‌ای روی سطح جانبی آزاد با زاویه مثبت باعث افزایش سرعت عملیات بستن اتصال می‌گردد. در طراحی ویژگی دوپله‌ای اثر کاهش استحکام فشردگی اتصال در نظر گرفته شد.
- لقی بین سطوح جانبی آزاد بین پین و باکس در مواردی که قرار است پروفایل رزوه در تحمل نیروی فشردگی اتصال نقش داشته باشد دارای اهمیت است.
- طراحی شانه اتصال با زاویه گوه‌ای در افزایش فشار تماسی سطوح نشت‌بند مهم می‌باشد. زاویه منفی شانه اتصال به همراه زاویه منفی رزوه‌ها در ایجاد ویژگی گوه‌ای تأثیر مثبت دارد.
- اتصالات هنگامی که در سرویس قرار می‌گیرند باید بتوانند در برابر آسیب‌های احتمالی مقاومت کنند و نقاط آسیب‌پذیر اتصال محافظت شوند. در این خصوص طراحی نشت‌بند خارج از خط فرضی بین رزوه‌ها و دماغه اتصال باعث کاهش خطرات آسیب ضربه می‌شود.
- ارزیابی طراحی اتصال براساس یک رویه استاندارد شامل بررسی وضعیت تنش-کرنش‌های ایجاد شده

نشت‌بندی در چنین مراحل بارگذاری بر عهده نشت‌بند اولیه می‌باشد. نشت‌بند اولیه دارای شاخص نشت‌بندی یکنواخت‌تری می‌باشد. به جز در مراحل بارگذاری ۱۰ الی ۱۲، ۱۸ الی ۲۰ و ۴۰ الی ۴۲ در مابقی مراحل بارگذاری شاخص نشت‌بندی نشت‌بند اولیه از مقدار بحرانی بیشتر است. در مراحل فوق که شاخص نشت‌بندی نشت‌بند اولیه کم می‌باشد مربوط به بارگذاری در ربع چهارم منحنی بارگذاری شامل فشار خارجی و نیروی محوری فشردگی می‌باشد. در این مراحل بارگذاری نشت‌بندی اتصال توسط شانه اتصال فراهم می‌شود.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش اتصال اختصاصی طراحی و با استفاده از نرم افزار اجزا محدود شبیه سازی گردید. نتایج عمده حاصل از این پژوهش به شرح زیر می‌باشند:

- فرآیند طراحی رزوه نیازمند در نظر گرفتن چندین پارامتر می‌باشد. ۳ پارامتر اصلی عبارتند از طراحی پروفایل رزوه، طراحی شانه اتصال و طراحی نشت‌بند.

فشرده‌گی به همراه فشار داخلی و خارجی می‌باشد به اتصال طراحی شده اعمال گردید. مراحل و نقاط بارگذاری طبق منحنی تنش فون میسر تعیین گردید.

و نشت‌پذیری اتصال می‌بایست انجام گیرد.
 • بارگذاری بر اساس سخت‌ترین شرایط کاری یعنی آزمون CAL IV در استاندارد ISO 13679 شامل آزمون سری A که در برگیرنده نیروی محوری کشش و

مراجع

- [1]. API Specification 5B, (2015), Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing and Line Pipe Threads.
- [2]. ISO 13679 (2002) Recommended practice on procedures for testing casing and tubing connections.
- [3]. Pick R J, Burn D J (1971) Finite element analysis of threaded end closure of thick-walled vessel, In Engineering Solids Under Pressure Third International Conference on High Pressure, 15-25.
- [4]. Patterson E A, Kenny B (1985) Stress analysis of some nut-bolt connections with modifications to the external shape of the nut, The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 20, 1: 35-40, doi.org/10.1243/03093247V201.
- [5]. Gabriel E C, Andrea Bufalini, Luis Conde (2004) Low SCF integral premium connections for use in highly demanding casing and tubing drilling operations, Offshore Technology Conference, OnePetro, doi.org/10.4043/16566-MS.
- [6]. Li L, Wei X, Dou Y (2017) Finite element analysis of special threaded oil pipe joints considering temperature effects, Petroleum Machinery, 45, 11: 105-110.
- [7]. Yufei Lia, Yinping Caob, Yihua Doub, Yang YUub, Jiantao Zhanga, Lin Zhang, (2019) Simulation of Sealing Ability for Premium Connection Based on ISO 13679 CAL IV tests, doi.org/10.1016/j.prostr.2020.01.006.
- [8]. Nakamura K, Hamamoto T, Sugino M, Yamaguchi S (2009) Threaded Joint For Steel Pipes, Patent Number JP62-39467.
- [9]. Takahiro Hamamoto, Wakayama-shi; Katsutoshi Sumitani, Wakayama-shi; Masaaki Sugino, Nishinomiya-shi; Michihiko Iwamoto, Wakayama-shi; Miyuki Yamamoto, Izumiotsu-shi; Jean-Francois Charvet-Quemin, Lille; Benoit Le Chevalier, Noyelles Sur Sambre; Eric Verger, Gommegnies (2008) Tubular Threaded Joint, Patents by Inventor Takahiro Hamamoto.
- [10]. Eiji Tsuru; Shunji Nishi; Masao Ogasawara, (1988) Threaded joint for oil-well pipe, Payent number, JP62039467A.
- [11]. Masaaki Sugino, Nishinomiya; Miyuki Yamamoto, Izumiotsu; Michihiko Iwamoto, Wakayama; Shigeo Nagasaki, Nishinomiya (JP); Pierre Dutilleul, Jeanlain (FR); Gabriel Roussie, Cappelle en Pevele; Eric Verger, Gommegnies (FR) (2005) Threaded joint for steel pipes, Patent Number JP2003162699.
- [12]. API Spec 5CT, (2011) Specification for Casing and Tubing.
- [13]. ASME Sec VIII Div 2 (2007) Rules for Construction of Pressure Vessels, Patent Number, MY143348A.
- [14]. API Spec application programming interface 19AC (2016) Specification for Completion Accessories.
- [15]. API Spec 19LH (2017) Specification for Liner Hanger System.
- [16]. Murtagian G R, V. Fanelli J A, Villasante D H, Johnson Ernst H A (2004) Sealability of Stationary Metal-to-Metal Seals, Journal of Tribology, 145, 1: 1-8.
- [17]. Yufei L, Yinping C, Yihua D, Yang Y, Jiantao Z, Lin Z, (2019) Simulation of Sealing Ability for Premium Connection Based on ISO 13679 CAL IV tests, 22, 2019, 43-50.
- [18]. K Nakamura, WT Hamamoto, WM Sugino, NS Yamaguchi (2009) Threaded Joint For Steel Pipes, Patent Number JP62-39467.
- [19]. T Hamamoto, WK Sumitani, WM Sugino, NM Iwamoto, WM Yamamoto, IJ Charvet-Quemin, LB Chevalier, NS Sambre, E Verger (2008) Tubular Threaded Joint, Patents by Inventor Takahiro Hamamoto.
- [20]. Eiji Tsuru; Shunji Nishi; Masao Ogasawara, (1988) Threaded joint for oil-well pipe, Payent number, JP62039467A.
- [21]. M Sugino, N Yamamoto, IM Iwamoto, WS Nagasaki, N, Dutilleul P, J G Roussie, C Pevele, E Verger, (2005), Threaded joint for steel pipes, Patent Number United States patent US 7,900,975. 2011 Mar 8.
- [22]. API Spec 5CT, (2011), Specification for Casing and Tubing.
- [23]. ASME Sec VIII Div 2 (2007) Rules for Construction of Pressure Vessels, Patent Number, MY143348A.
- [24]. API Spec application programming interface 19AC (2016) Specification for Completion Accessories.
- [25]. API Spec 19LH (2017) Specification for Liner Hanger System, 1-80.
- [26]. Murtagian G R, V. Fanelli J A, Villasante D H, Johnson Ernst H A (2004) Sealability of Stationary Metal-to-Metal Seals, Journal of Tribology, 145, 1: 1-8.



Design of National Thread for Casing, Tubing, and Oil and Gas Downhole Equipment

Mahdi NazariSarem

Department of Petroleum, Material, and Mining Engineering and Technical Faculty, Islamic Azad University Central Tehran Branch, Tehran, Iran

mahdinazarisaram@iauctb.ac.ir

DOI:10.22078/PR.2022.4822.3159

Received: June/26/2022

Accepted: August/15/2022

Introduction

Well integrity is one of the most critical issues today in the engineering and supply of oil and gas wells. This is especially important during the development of unconventional hydrocarbon reservoirs. Casing and Tubing are critical components of oil and gas wells. A vital element of the casing and tubing is the thread connection. Because casing and tubing are subjected to various loads during cementing, drilling, and production operations, including axial tension, compression, and internal and external pressure, connections are a crucial parameter in the drilling and exploration program due to the strength of the pipe body. Today, casing and tubing connections are divided into two categories: standard or API and premium. The structural, dimensional, and sealability required, especially in harsh working conditions, have led to the design of premium connections. These connections are designed to achieve higher quality than standard. The history of designing and manufacturing premium connections is pervasive. The design and manufacture of connections began around 1925 with the formation of the American Petroleum Institute. So far, various premium connections with different capabilities have been designed and manufactured, especially by Vallourec [1] and Tenaris [2]. With increasing drilling depth to reach reservoirs at greater depths, many oil and gas fields have high pressures, and most areas have corrosive and sour fluid, which makes it essential to use a gas-tight premium connection it shows. On the other hand, due to the urgent need of the oil and gas industry, the naturalization of premium connections by international

standards and according to the country's specific conditions, especially in the context of sanctions and many problems in this field, is necessary. In this regard, by designing a national thread, an important step can be achieved toward naturalization. In this research, designing and simulating the premium connection of the 4 1/2" tubing considered an essential parameter in the design of premium connections is presented.

Materials and methods

The premium connection has three main geometric features. These include thread profile, torque shoulder, and metal-to-metal seal [3]. The thread profile of premium connections plays a vital role in the integrity of the connection in terms of withstanding tensile and compressive forces. Mostly, the number of threads per inch of the casing is five, and the tubing is more than 6. The higher the number of threads per inch, the greater the contact pressure created on the sealing surfaces due to the wedge angle. For the designed thread, the number of threads per inch is 6. Using a two-step technique for thread stabbing flank is another detail of the thread profile design. This feature increases the connection makeup speed and also reduces the damage to the thread coating through less thread interference [4]. The height of the chamfered edge is essential due to the possibility of contact with the stabbing flank when applying an axially compressive force to the connection. Another critical parameter in the design of the thread profile is the clearance between the load and stab flank. This parameter, along with the length of the connection

nose, is critical in withstanding the compressive force of the connection.

The results of studies [5] show that if the ratio of nose length to the mentioned clearance is more than 140-160, the axial compressive strength of the connection is equal to 100% of the axial compressive strength of the pipe body (See Figure 1). The thread profile design is shown in Figure 2.

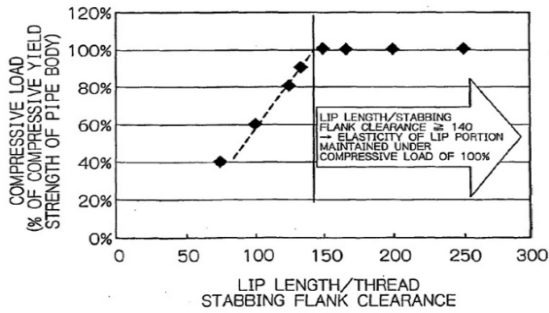


Fig. 1 Relationship between thread clearance and compressive strength of connection [6].

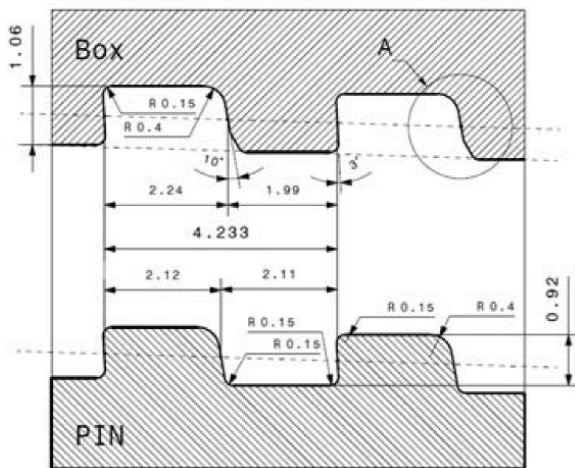


Fig. 2 Thread profile designed.

Seal surfaces and torque shoulder design are influenced by internal pressure, external pressure, and compression load. The procedure consists of two seals. The initial seal, which is responsible for the main seal, especially against external pressure, is close to the threads. The secondary seal is located at the edge of the pin nose. The sealing surface requires an area of significant contact with an axial length of about 1 to 1.5 mm to ensure sealing properties [5].

The connection torque shoulder design is mainly perpendicular or angled to the pipe axis. If designed with a negative angle to the pipe axis, it helps to increase sealability, especially against axial compression load. Another feature considered in the design is a groove at the end of the box threads and before the sealing surface. The method of the seal and torque shoulder is shown in Figure 3. This paper uses Catia V5R21 software to model and ABAQUS 2020 software to analyze the connection. ABAQUS determines the allowable contact interference and applies pressure penetration features.

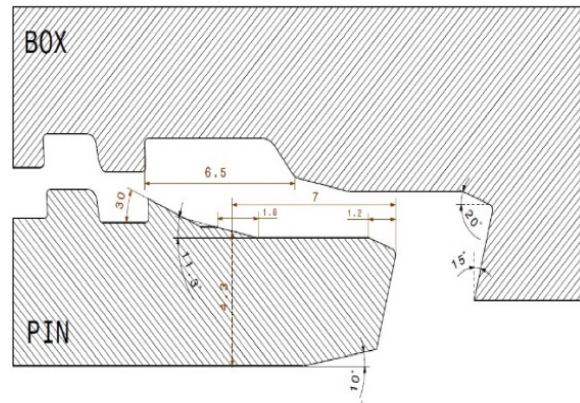


Fig. 3 Seal and torque shoulder designed.

The Finite Element model was created as axisymmetric with CAXR4 elements. Loading based on A-series of CAL VI according to ISO 13679 [6] was applied. This type of loading simulates the worst-case conditions of the connection. A-Series tests consisting of 14 points are identified as load points on the Von Mises loop. Leakage refers to the sealability to hold fluid without causing significant leakage. In casing and tubing connections, the leakage flow rate is usually less than 2 ml per hour [6]. The material considered is L80 with a yield strength of 553 MPa [7]. The inelastic behavior of the material was modeled according to the ASME standard. Considering the values of strain hardening. Acceptance Criteria for connection design include stress and leakage investigation. According to ASME [8], one of the practical criteria is stress assessment. The seal index is specified as the area below the contact pressure curve diagram. According to the following equation, the seal index should be greater than the critical value of W_{ac} if a sealing compound is used.

$$W_{ac} = 1.84310^{-3} \times \left(\frac{P_{gas}}{P_{atm}} \right)^{1.177} \quad (1)$$

Results and Discussion

The analysis results by applying only the make-up torque are shown in Figure 4. Only the threads close to the seal are subjected to high stress by using makeup torque. Some of the connection stress contours according to the 46 loading steps of the von Mises loop are shown in Figures 5 and 6. Load points 1 to 4 are in the first quarter of the Mises curve and include the application of tensile force and internal pressure. Load point 1 contains only the tensile force. Figure 7 shows the pressure penetration that occurred at the surface of the pin member at loading step 2c. It is observed that the fluid penetrates the secondary seal. We use the leakage criterion to investigate the leakage. By calculating the values of the seal index for each of the shoulder, primary and secondary seal surfaces and comparing it with the critical value, the leakage in the loading step can be determined.

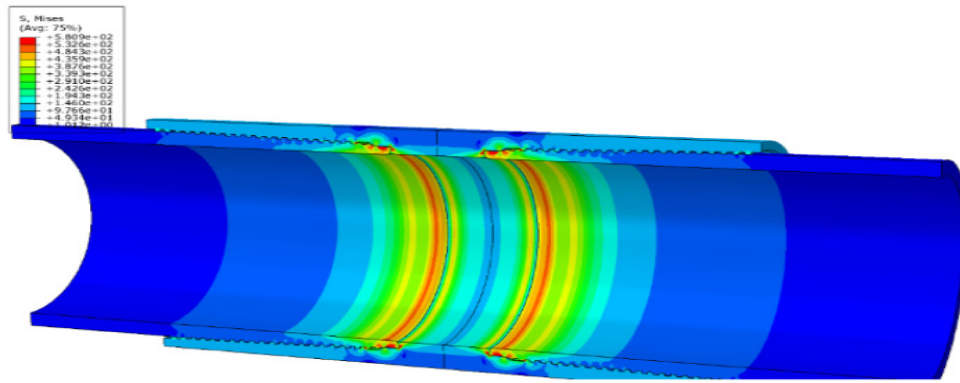


Fig. 4 Stress contour by applying make-up torque.

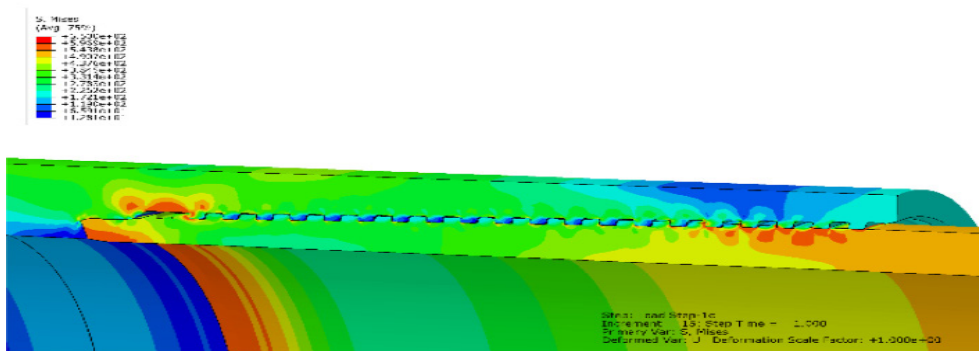


Fig. 5 Stress contour by applying combine loading in load step 1c.

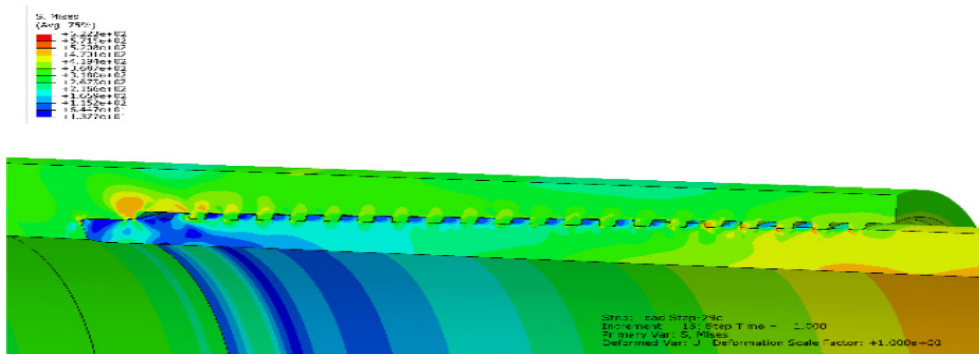


Fig. 6 Stress contour by applying combined loading in load step 29c.

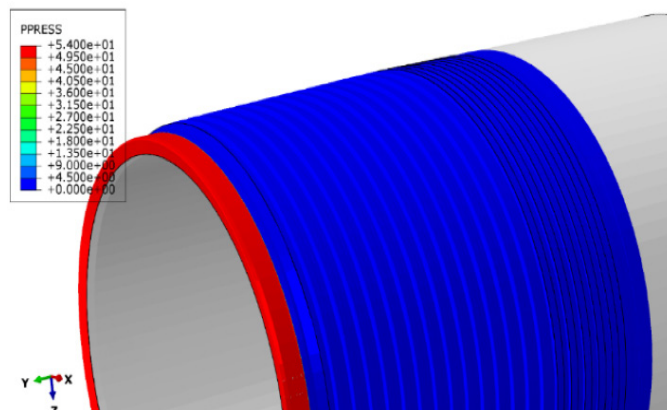


Fig. 7 Pressure penetration in load step 2c.

Figure 8 shows the calculated seal index. The connection torque shoulder seal index value is higher than the

primary and secondary seal surfaces.

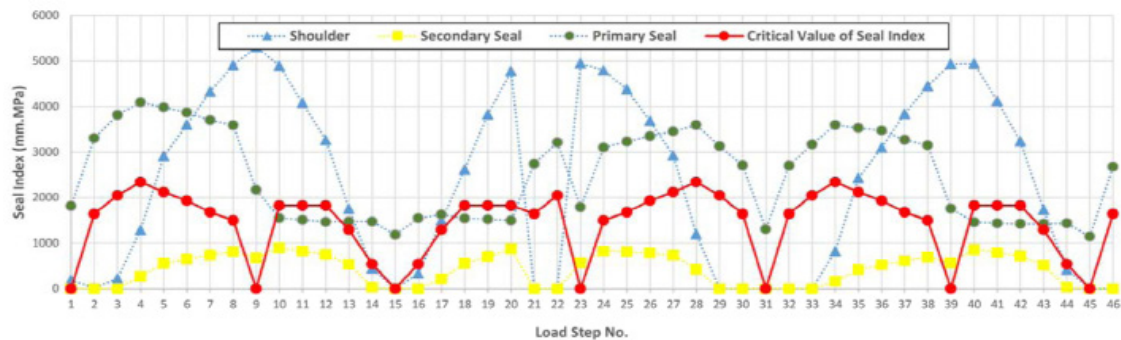


Fig. 8 Seal index for torque shoulder, primary and secondary seal surfaces.

Conclusions

In this research, the premium connection has been designed and also analyzed by employing FEA. Accordingly, the main results of this research are as follows:

1. The thread design process requires several parameters to be considered. The three main parameters are the thread profile design, the connection shoulder design, and the seal design.
2. Evaluation of connection design based on a standard procedure includes investigation of the stress and leakage status of the connection.
3. Loading based on the most challenging working conditions, i.e., CAL IV test in ISO 13679 standard, including series A test, which includes the axial load of tension and compression with internal and external pressure, was applied to the designed connection. Loading steps and points were determined according to the von Mises stress loop.
4. It was found that design by finite element analysis can be a reliable and inexpensive tool and an alternative to physical experiments.

References

1. Vallourec Group Bulletin, VAM Book, 2011.
2. Tenaris Hydril Co. Bulletin (2008) Premium connections catalogue.
3. Galle T, De Waele W, Baets P De, Wittenberghe J Van (2011) Influence of design features on the structural integrity of threaded pipe connections, *Journal of Sustainable Construction and Design*, 2, 2: 237-245.
4. Nakamura K, Shi W, Hamamoto Wakayama-shi T, Sugino M, shi N, Yamaguchi S, Shi A (2009) threaded joint for steel pipes.
5. Tsuru E, Nishi S, Ogasawara M (1988) Threaded joint for oil-well pipe.
6. ISO 13679 Recommended practice on procedures for testing casing and tubing connections, 2002.
7. API Spec 5CT (2015) Specification for Casing and Tubing.
8. ASME Sec VIII Div 2 (2007) Rules for construction of pressure vessels.