مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1396، دوره 17، شماره 7، ص‌ص 405-412

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل تنش و بهبود طراحی اتصالات لوله‌های حفاری دورانی با رویکرد عمر خستگی

محمدحسین نوده فراهانی[1]، محمدحسین صادقی[2*]، امیر راستی[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
* تهران، صندوق پستی 14115-143 sadeghim@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 16 فروردین 1396
پذیرش: 21 خرداد 1396
ارائه در سایت: 13 مرداد 1396

کلید واژگان:
حفاری درون‌چاهی
اتصالات حفاری API
عمر خستگی

چکیده

در سال‌های اخیر دسترسی آسان به منابع نفت و گاز طبیعی به علت بهره‌برداری و استخراج مستمر به‌طور چشمگیری کاهش پیدا کرده است. لذا بسیاری از حوزه‌های میادین نفتی وارد فاز تولید و بهره‌برداری از چاه‌های عمیق و استفاده از روش حفاری انحرافی و افقی شده‌اند. با این حال، به علت پیچیده‌تر بودن شرایط در این‌گونه چاه‌ها، اغلب رشته حفاری دچار شکست می‌شود. این شکست در ناحیه اتصال رشته‌ها به‌عنوان ضعیف‌ترین حلقه به‌وقوع می‌پیوندد. در این پژوهش، با در نظر گرفتن شرایط یک چاه نفت واقعی به بررسی اتصال استاندارد API NC46 پرداخته می‌شود. هدف، بررسی ضعیف‌ترین نقاط در مجموعه رشته حفاری و ارائه راه‌کار عملی و اقتصادی جهت افزایش طول عمر آن‌هاست. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین تنش در اولین رزوه درگیر در پین و آخرین رزوه درگیر در باکس متمرکزشده که این نواحی را آسیب‌پذیرتر می‌کند. در ادامه با استفاده از بهینه‌سازی پارامترهای اساسی اتصال شامل شکل هندسی رزوه‌ها، میزان گشتاور محکم‌کردن و طرح آب‌بندی داخلی شانه‌ها در اتصالات حفاری، طرح جدیدی ارائه می‌شود که طول عمر خستگی بالاتری نسبت به اتصال حفاری استاندارد API مشابه خود دارد. ماکزیمم ضریب تمرکز تنش اتصالات بهبودیافته در مقایسه با اتصالات استاندارد به‌طور نسبی کاهش‌یافته و مقدار آن از 3.47 به 2.86 می‌رسد. تست‌های تجربی نیز نشان می‌دهند که عمر خستگی اتصالات بهبودیافته نسبت به اتصالات استاندارد به‌طور میانگین 2.3 برابر می‌شود.

Stress analysis and design improvements of rotating drilling pipe tool joints by fatigue approach

Mohammad Hossein Nodeh Farahani, Mohammad Hossein Sadeghi, Amir Rasti

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, sadeghim@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 05 April 2017
Accepted 11 June 2017
Available Online 04 August 2017

Keywords:
Down-hole drilling
API tool joints
Fatigue life

ABSTRACT

Nowadays, ease of accessibility to natural oil and gas wells has fallen significantly due to continuous drilling operations. The increasing demand for oil and gas has pushed drilling and exploration industry to drill ultra-deep or use complex methods like horizontal or directional drilling to reach for the oil and gas in deeper level. However, due to more complex conditions in these wells, Rods generally fail. This failure occurs in rod joints as they are the weakest link. In this research, API NC46 standard tool joint has been investigated considering real oil well condition. The goal is to find the weakest points in the drilling rod and present an economical and practical solution to increase the life time. Results show that the maximum stress occurs in the first engaged thread of pin and last engaged thread of box which makes these areas more vulnerable. In the following, using optimization of joint main parameters including threads geometry, make-up torque and shoulder sealing design, a new plan will be presented which has higher fatigue life than the similar API standard tool joint. Maximum stress concentration factor of improved tool joints relatively decrease from 3.47 to 2.86 compared to standard joint. In addition, experimental tests show that the average fatigue life of improved joint is 2.3 times more than the standard tool joint.

1- مقدمه

امروزه در صنعت نفت، صنعت حفاری از بالاترین درجه اهمیت برخوردار است و ملاک قدرت شرکت‌های نفتی محسوب می‌شود. در ایران مسئله حفاری همواره به‌عنوان یکی از چالش‌های اصلی در این صنعت مطرح است. شکست‌های ناشی از خرابی اتصالات هر ساله افزایش می‌یابد که یکی از علت اصلی شکست آن، تمرکز تنش در ناحیه رزوه‌های اتصالات حفاری[1] لوله است. اتصالات لوله‌های حفاری در اثر شرایط کاری سخت و به دلیل شروع ترک رزوه‌ها و رشد آن منجر به شکست می‌گردد. بیشترین ناحیه رشد ترک از رزوه‌های متصل‌کننده گزارش شده است. این مسئله نه‌تنها در ایران بلکه در دنیا نیز هزینه‌های هنگفتی را به صنعت نفت و گاز تحمیل نموده است. در

[1] Tool Joint

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

M. H. Nodeh Farahani, M. H. Sadeghi, A. Rasti, Stress analysis and design improvements of rotating drilling pipe tool joints by fatigue approach, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 405-412, 2017 (in Persian)

چین 86% از تمامی دکل‌ها دچار شکست در رشته حفاری می‌شوند. اغلب شکست‌های رشته نیز به‌واسطه استحکام پایین‌تر در ناحیه اتصالات پین و باکس رخ می‌دهد و آن را به ضعیف‌ترین حلقه در رشته تبدیل می‌کند. بنابراین مطالعه مکانیزم شکست خستگی روی اتصالات لوله حفاری امری ضروری و حیاتی است [1].

اتصالات حفاری به دو دسته پین[1] و باکس[2] تقسیم می‌گردد که یکی در ابتدا و دیگری به انتهای لوله‌های حفاری متصل می‌شود. سپس لوله‌ها از طریق پیچ شدن رزوه‌های این اتصالات داخل یکدیگر به هم متصل شده و رشته حفاری[3] را تشکیل می‌دهند. در نهایت کل رشته گشتاور چرخشی را به سر مته منتقل کرده و عملیات حفاری انجام می‌گردد (شکل 1).

در فرایند مدرن حفاری چاه، برآیندی از بارهای دینامیک و استاتیک شامل گشتاور محکم‌کردن[4]، نیروی محوری، گشتاور خمشی ناشی از انحراف رشته و فشار داخلی و خارجی گل حفاری به اتصالات رشته وارد می‌شود [2]. طبق آمار شرکت نفت ایران، شکست اتصالات لوله‌های حفاری در 65% موارد به‌صورت مستقیم و در 14% موارد به‌صورت غیرمستقیم ناشی از شکست خستگی می‌باشد [3]. در ادامه برخی از پژوهش‌های انجام شده در زمینه مطالعه شکست و طراحی این اتصالات آمده است.

لیو و همکاران با ارائه تلرانس‌های بهینه برای طول گام، زاویه‌ی رزوه و زاویه‌ی مخروط اتصالات حفاری توانستند به اتصالات جدید با استحکام پیچشی بالاتر و عملکرد آب‌بندی بی‌نظیر دست یابند. تمامی تست‌های محکم‌کردن و باز کردن و آب‌بندی هیدرولیک روی اتصالات جدید انجام شد که نتیجه آزمایش‌های تجربی در مقایسه با نتایج حاصل از آنالیز المان‌محدود رضایت بخش بوده است [1].

لئو و همکاران [4] به بررسی شکست ناشی از ترک طولی در اتصال باکس حفاری S135 در چاه بسیار عمیق پرداختند و عنوان کردند که از 860 شکست رشته‌های حفاری بین سال‌های 1999 تا 2005 تعداد 610 عدد (70.9%) مربوط به تخریب از ناحیه رزوه بوده است. آن‌ها خوردگی رزوه توسط گل حفاری به دلیل ضعف در آب‌بندی اتصالات را یکی از دلایل اصلی شکست آن عنوان کردند.

ژانگ یانگ و همکاران [5] به آنالیز نیرو و یافتن مقدار بهینه گشتاور محکم‌کردن در اتصالات حفاری با استفاده از تحلیل المان‌محدود و تست‌های تجربی پرداختند و اثرات مطلوب مقدار بهینه گشتاور محکم‌کردن اتصالات را روی عمر خستگی و بهبود در ساختار آب‌بندی نشان دادند.

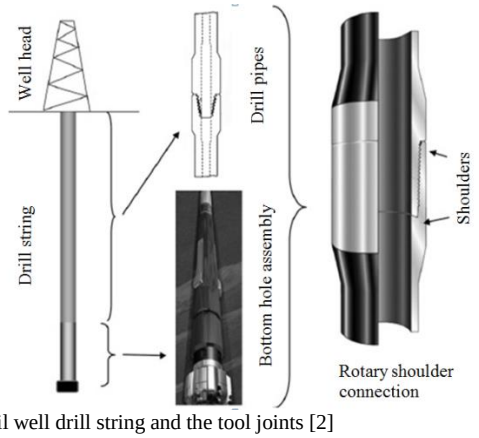

Fig. 1 Oil well drill string and the tool joints [2]

شکل 1 رشته حفاری چاه نفت و گاز و اتصالات آن‌ها [2]

فرجانی و همکاران [6] پس از بررسی نمونه‌های اتصالات حفاری که دچار شکست شده بودند متوجه شدند که اغلب آن‌ها از ناحیه اولین رزوه درگیر[5] دچار شکست شده‌اند. آن‌ها اظهار داشتند که طبق گزارش صنایع نفت و گازی شرکت هیل[6]، 65% از شکست‌های رشته حفاری مستقیماً مربوط به پدیده خستگی است.

کورین و همکاران [7] روشی برای بهبود مقاومت خستگی از طریق کنترل تنش پسماند در اتصالات حفاری مورد استفاده در صنایع نفت و گاز ارائه دادند. هدف آن‌ها از این کار افزایش عمر خستگی اتصالات با به‌تاخیر انداختن ترک خستگی بوده است.

شاهانی و همکاران [8] به محاسبه و آنالیز تنش تماسی و ضریب تمرکز تنش در اتصالات حفاری پرداختند. آن‌ها با تحلیل سه‌بعدی اتصالات حفاری NC50 نشان دادند که روند مقادیر تنش در تحلیل دوبعدی به‌طور قابل‌توجهی بیشتر از تحلیل سه‌بعدی است و بیشترین مقدار بار را اولین رزوه درگیر پین تحمل می‌کند. همچنین نمودار ضریب تمرکز تنش در محل ریشه رزوه‌ها، در حالت بدون پیش بار برای اتصال NC50 به دست آورده شد و مشاهده گردید که به‌جز دو دندانه آخر باکس، مقادیر ضریب تمرکز تنش در پین بیشتر از باکس است. نتایج کار آن‌ها نشان داد که تمرکز تنش در اتصالات مستقل از بار محوری وارد به آن است.

ژو و همکاران [9] به بررسی دلایل پیدایش پدیده سایش رزوه لوله حفاری و عوامل مؤثر بر افزایش عمر سرویس‌دهی اتصالات حفاری در چاه‌های افقی پرداختند. آن‌ها با ارائه یک طرح متفاوت در ناحیه اتصال دو شانه، به طرحی جدید با طول عمر بیشتر نسبت به اتصالات حفاری مشابه استاندارد رسیدند.

محققان نشان دادند محل بیشینه ضریب تمرکز تنش همیشه در اولین دندانه درگیر پین می‌باشد که خود دلیل شکست بیشتر اتصالات از این ناحیه است. به طور خلاصه می‌توان بیان کرد تمرکز تنش در ریشه دندانه امری اجتناب ناپذیر می‌باشد. لذا بایستی در فرایند طراحی ضریب ایمنی مناسب برای آن در نظر گرفت و یا از طریق بهبود فرایند تولید آن را مستحکم‌تر کرد. در بررسی تحقیقات پیشین هیچ مطالعه جامعی روی شکل هندسی رزوه‌های اتصالات حفاری یافت نشد. لذا در این پژوهش، با مطالعه اثر پارامترهای هندسی اتصال شامل زاویه جانبی بار[7] (α)، زاویه جانبی رزوه[8] (β)، ارتفاع رزوه (H)، شعاع ماکزیمم (R_{max})، طرح آب‌بندی داخلی و گشتاور محکم‌کردن روی عمر خستگی اتصال (به‌عنوان اصلی‌ترین مد ازکارافتادگی)، طرحی بهینه جهت افزایش طول عمر خستگی استخراج گردید.

2- روش انجام آزمایش و تجهیزات

به‌منظور بررسی تأثیر شکل هندسی رزوه‌ها روی مقدار ضریب تمرکز تنش، چهار فاکتور زاویه جانبی بار (α)، زاویه جانبی رزوه (β)، ارتفاع رزوه (H)، شعاع ماکزیمم ریشه و تاج رزوه (R_{max}) به‌عنوان اصلی‌ترین پارامترهای تأثیرگذار بر ضریب تمرکز تنش در نظر گرفته شد. همچنین شکل هندسی ریشه و تاج رزوه به‌صورت بیضوی تغییر پیدا کرد که شعاع بزرگ آن به‌عنوان پارامتر چهارم انتخاب گردید. دو پارامتر اول از پارامترهای ذکرشده در 4 سطح و دو پارامتر بعدی در 3 سطح مطابق جدول 1 تغییر پیدا کرد. در حالت

[1] Pin
[2] Box
[3] Drill String
[4] Make Up Torque

[5] First Engaged Thread
[6] Hill
[7] Load Flank Angle
[8] Stab Flank Angle

فاکتوریل کامل 144 آزمایش وجود دارد که انجام تمامی آزمایش‌ها به‌صورت کامل در نظر گرفته شد. شکل 2 نشان دهنده پارامترهای در نظر گرفته شده جهت بهینه‌سازی شکل هندسی رزوه اتصالات حفاری است.

به‌منظور صحه‌سنجی نتایج شبیه‌سازی المان‌محدود، در این پژوهش یک مدل از اتصالات استاندارد API NC46 و یک اتصال بهبودیافته در مقیاس 0.2 با جنس یکسان ساخته شدند و تحت بار محوری متناوب قرار گرفتند. به دلیل تشابه میان ماکزیمم تنش معادل و ماکزیمم ضریب تمرکز تنش الاستیک در اتصال با مقیاس واقعی و مقیاس کوچک‌تر، می‌توان با تصدیق روش شبیه‌سازی المان‌محدود (در مورد اتصالات با مقیاس 0.2) به عمر خستگی اتصال در مقیاس واقعی دست یافت. به این منظور، اتصالات حفاری استاندارد و بهبودیافته در مقیاس 0.2 مطابق الزامات استاندارد API ساخته شد (شکل 3).

شکل هندسی و ابعاد رزوه‌ها به وسیله دستگاه پروفایل پروژکتور با بزرگنمایی 60 برابر مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد تمامی ابعاد و مقادیر تلرانس هندسی فرم رزوه مطابق با نقشه و الزامات تلرانسی استاندارد است (شکل 4). تست خستگی به‌صورت محوری و در حالت کششی-کششی انجام شد و در آن، بار متوسط ناشی از نیروی وزن رشته حفاری و دامنه ناشی از بار نیروی محوری ناشی از خمش رشته حفاری در ناحیه سگ‌پا[1] (ناحیه تحت بیشترین انحراف رشته) در نظر گرفته شد. شکل 5 نحوه انجام تست خستگی به وسیله دستگاه تست خستگی با ظرفیت اسمی 5 تن را نشان می‌دهد.

3- مدل‌سازی اجزا محدود

در این پژوهش به کمک روش آنالیز المان‌محدود انسیس[2]، بهینه‌سازی هندسه رزوه صورت گرفت و در ادامه مقدار بهینه گشتاور محکم‌کردن و طرح جدید ناحیه آب‌بندی اتصالات ارائه شد. سپس نتایج حاصل در تحلیل عمر خستگی به روش کرنش عمر لحاظ گردید و عمر اتصالات استاندارد و بهبودیافته با یکدیگر مقایسه شدند.

3-1- مدل المان‌محدود

اتصال استاندارد NC46 به‌عنوان اتصال مورد مطالعه مطابق استاندارد API

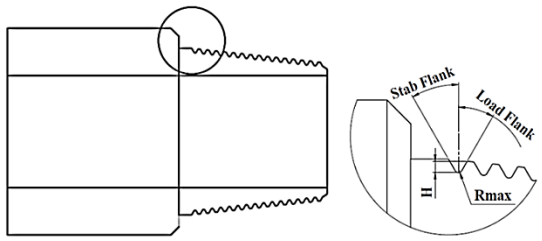

Fig. 2 Geometric parameters of tool joint threads

شکل 2 پارامترهای هندسی رزوه‌های اتصال حفاری

جدول 1 پارامترهای هندسی آزمایش و سطوح آن‌ها

Table 1 Test geometric parameters and their levels

پارامترها	سطح 1	سطح 2	سطح 3	سطح 4
زاویه جانبی بار (α) (°)	25	30	35	40
زاویه جانبی رزوه (β) (°)	25	30	35	40
ارتفاع رزوه (H) (mm)	2.7	2.9	3.1	___
شعاع ماکزیمم ریشه (R_{max}) (mm)	1.5	1.75	2	___

[1] Dog Leg
[2] Ansys workbench

Fig. 3 Tool joints made in scale of 0.2

شکل 3 اتصالات حفاری ساخته شده در مقیاس 0.2

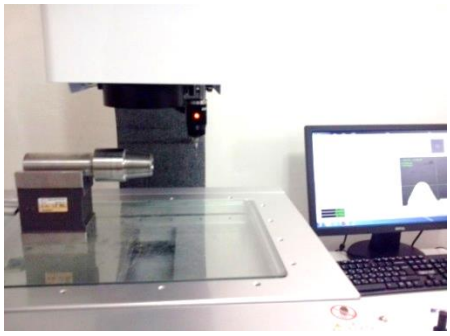

Fig. 4 Validation of Thread dimensions by profile projector

شکل 4 صحه‌گذاری ابعاد رزوه‌ها از طریق روش اندازه گیری تصویری

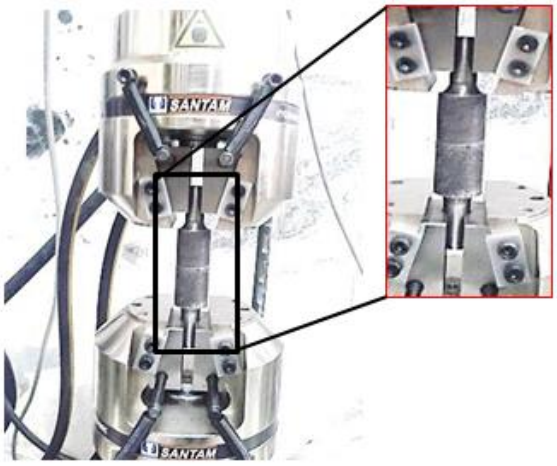

Fig. 5 Setup of fatigue tests on tool joint sample

شکل 5 چیدمان انجام تست‌های خستگی روی نمونه اتصال حفاری

انتخاب شد. تمام جزئیات هندسه اتصال مورد نظر در استاندارد API مطابق شکل 6 استخراج گردید. جنس اتصالات حفاری نیز مطابق استاندارد API، 42CrMo4 و یا همان فولاد 4140 برحسب استاندارد AISI در نظر گرفته شد که خواص مکانیکی آن در جدول 2 آمده است.

3-2- شرایط مرزی و بارگذاری و مش‌بندی

به منظور ایجاد شرایط مرزی واقعی، جابه‌جایی در انتهای باکس و در جهت محور اتصال مقید شد. در مرحله اول، گشتاور محکم‌کردن[3] 17600 ftlb مطابق استاندارد API اعمال گردید و در ادامه نیروی محوری به

[3] Make Up Torque

بزرگی 1.16×10^{6} N، گشتاور خمشی 2.1×10^{5} Nm به انتهای پین، همچنین فشار 40 MPa به سطح داخلی و فشار 30 MPa به سطح خارجی اتصال (ناشی از عبور گل حفاری) وارد شد. دمای محیط اطراف نیز ثابت و برابر 65 درجه سانتی‌گراد لحاظ گردید (شکل 7).

به‌منظور در نظر گرفتن زاویه مارپیچی، رزوه‌های ناتمام اول و آخر، اعمال اثر دقیق گشتاور محکم‌کردن و گشتاور خمشی، تحلیل المان‌محدود به‌صورت سه‌بعدی صورت گرفت. تحلیل استاتیکی به کمک نرم‌افزار انسیس و به‌صورت غیرخطی با در نظر گرفتن اثرات تماس بین رزوه‌های درگیر و شانه‌ها به‌صورت اصطکاکی انجام پذیرفت.

مش‌بندی سه‌بعدی اتصالات به خاطر پیچیدگی هندسی بالا در نرم‌افزار هایپرمش[1] انجام گرفت. نوع مش مکعبی بود و در نواحی با تمرکز تنش بالاتر (ریشه رزوه‌ها)، از مش‌های ریزتری استفاده گردید. در مجموع 602891 المان روی مدل ایجاد گردید (شکل 8).

3-3- تحلیل نتایج شبیه‌سازی

در این تحقیق، هدف کمینه کردن تمرکز تنش[2] بر حسب معیار ون میسز[3] در اولین رزوه درگیر اتصال پین به‌عنوان بحرانی‌ترین نقطه اتصال تعریف گردید [7]. به‌منظور مطالعه دقیق‌تر اثر پارامترها بر ضریب تمرکز تنش، از آنالیز

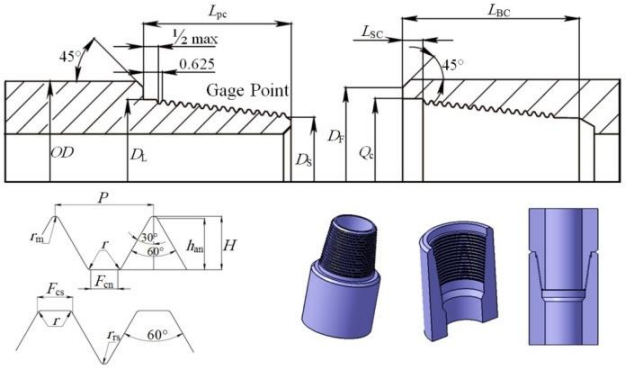

Fig. 6 Specification and geometry shape of API NC46 tool joint

شکل 6 مشخصات و شکل هندسی اتصال حفاری API NC46

جدول 2 مقادیر خواص مکانیکی اتصالات حفاری

Table 2 Mechanical properties of tool joints

پارامتر	مقدار
مدول الاستیک	206 GPa
استحکام تسلیم	930 MPa
استحکام نهایی	1080 MPa
ضریب اصطکاک	0.18
نسبت پواسون	0.3

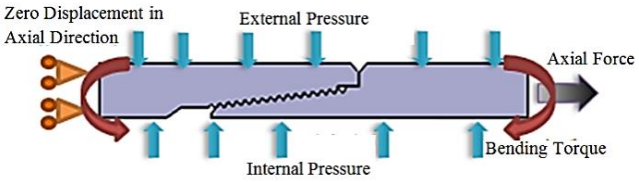

Fig. 7 Boundary conditions and loads on tool joints

شکل 7 شرایط مرزی و بارهای وارد بر اتصالات حفاری

[1] Hyper Mesh
[2] Minimize (Stress Concentration Factor)
[3] Von Mises

واریانس[4] و روش حداقل مربعات برای تخمین ضرایب رگرسیونی استفاده گردید. در ابتدا مدلی شامل تمام پارامترهای اصلی بسط داده شد و در ادامه، فاکتورهای دارای اثر بی‌معنی حذف و به‌عنوان خطا در نظر گرفته شدند. جدول 3 آنالیز واریانس مدل توسعه داده شده نهایی را پس از حذف پارامترهای بی‌معنی نشان می‌دهد. در این جدول، مقادیر P با بزرگی کمتر از 0.05 (قابلیت اطمینان بالاتر از 95%)، نشان‌دهنده معنی‌داربودن فاکتورها می‌باشد.

شکل 9 نمودار پراکندگی و شکل 10 توزیع نرمال باقیمانده‌های مدل توسعه داده‌شده برای ضریب تمرکز تنش الاستیک را نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، مقادیر باقیمانده‌ها نسبت به مقادیر پیش‌بینی‌شده پراکندگی مناسبی داشته و دارای توزیع نرمال هستند.

میزان تغییرات ضریب تمرکز تنش مطابق جدول 4 استخراج گردید. ردیف آخر در این جدول، رتبه هر فاکتور را در میزان تأثیرگذاری روی ضریب تمرکز تنش نشان می‌دهد. بر این اساس، به ترتیب زاویه جانبی رزوه با 44%،

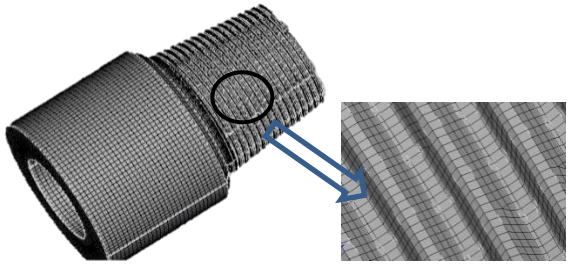

Fig. 8 Meshing the tool joint using the Hypermesh software

شکل 8 مش‌بندی اتصال حفاری با استفاده از نرم‌افزار هایپرمش

جدول 3 آنالیز واریانس ضریب تمرکز تنش در اتصال حفاری

Table 3 Analysis of variance for stress concentration factor in tool joint

عامل	مجموع مربعات	درجه آزادی	مقدار F	مقدار P	سهم تأثیر (%)
α	5.55	3	213.92	<0.0001	34
β	7.18	3	353.74	<0.0001	44
H	0.97	2	3.4	<0.0001	6
R_{max}	1.65	2	3.45	0.0364	10
باقیمانده	1.01	123		0.0061	6
کل	16.36	143			100

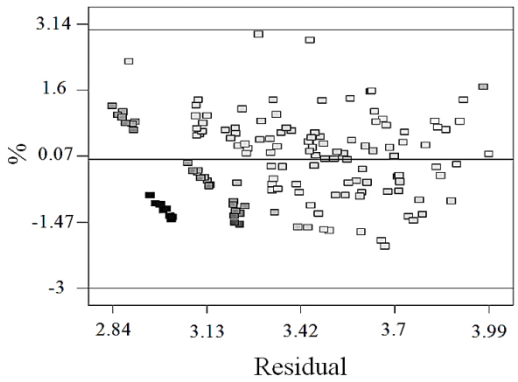

Fig. 9 Dispersion of the residuals versus fitted value in development model of stress concentration factor

شکل 9 پراکندگی مقادیر باقیمانده‌ها در مقابل مقادیر برازش شده در مدل توسعه یافته ضریب تمرکز تنش

[4] ANOVA

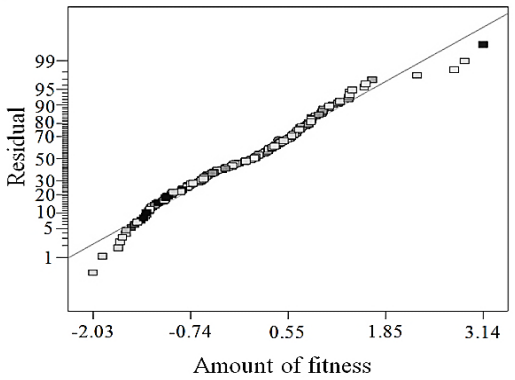

Fig. 10 The normal distribution of residuals in development model of stress concentration factor

شکل 10 توزیع نرمال باقیمانده‌های مدل توسعه یافته ضریب تمرکز تنش

زاویه جانبی بار با 34% و بیشترین شعاع ریشه رزوه و ارتفاع رزوه به ترتیب با 10% و 6% به ترتیب بیشترین تأثیر را در مقدار ضریب تمرکز تنش دارند.

نمودار تأثیر پارامترهای α ،β ،H و R_{max} روی ضریب تمرکز تنش در شکل‌های 11 تا 14 نشان داده‌شده است. بر این اساس، مهم‌ترین عامل تأثیرگذار در بهبود ضریب تمرکز تنش ریشه رزوه‌های اتصال، اندازه زاویه جانبی رزوه (β) است.

با توجه به شکل هندسی اتصالات، هر چه مقدار این زاویه بیشتر شود، مؤلفه تنش وارد بر سطح جانبی رزوه در راستای محور اتصال کاهش می‌یابد. این امر باعث گردیده تا بتوان گشتاور بیشتری به اتصال وارد کرده و اولین رزوه پین را در حالت الاستیک باقی نگه داشت. تأثیرات مثبت افزایش گشتاور محکم‌کردن در قسمت 3-5 بیان شده است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش زاویه جانبی رزوه، تمرکز تنش کاهش می‌یابد. محدوده بالای مقدار زاویه جانبی رزوه بنابر شکل هندسی اتصال در ناحیه شانه‌ها و محدودیت هندسه رزوه‌ها مشخص شد. به‌این‌ترتیب، میزان بهینه زاویه جانبی رزوه برابر ^{o} 40 انتخاب گردید.

دومین عامل تأثیرگذار بر ضریب تمرکز تنش در ریشه رزوه‌ها زاویه جانبی بار است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی، بیانگر مناسب بودن همان مقدار زاویه استاندارد API (30°) می‌باشد.

پس از بهینه‌سازی، شکل هندسی ریشه و تاج رزوه به‌صورت بیضوی تغییر داده شده و شعاع ماکزیمم ریشه و تاج رزوه به‌عنوان سومین عامل تأثیرگذار بر ضریب تمرکز تنش ریشه رزوه‌ها شناخته می‌شود. این پارامتر دارای مقداری بهینه بوده و با افزایش شعاع ریشه و تاج رزوه، شکل هندسی رزوه از حالت هندسه تیز (V شکل) دور می‌شود. این موضوع باعث بهبود توزیع تنش و کاهش تمرکز تنش می‌شود. اما افزایش بیش از حد این پارامتر، سطح تماس درگیری میان رزوه‌ها را کاهش داده و ضریب تمرکز تنش را بیشتر می‌کند. مقدار بهینه شعاع ماکزیمم رزوه‌ها 1.75 mm در نظر گرفته شد.

پارامتر H آخرین عامل تأثیرگذار بر ضریب تمرکز تنش است. این موضوع از شیب کم نمودار شکل 9 مشخص است. هرچه ارتفاع رزوه بیشتر شود، ضریب تمرکز تنش در ریشه دندانه افزایش می‌یابد. درواقع، هر دندانه را می‌توان به‌صورت تیری یک‌سرگیردار در نظر گرفت که با افزایش ارتفاع آن، ماکزیمم تنش افزایش می‌یابد. درنتیجه، کاهش ارتفاع رزوه تأثیر مثبتی روی ضریب تمرکز تنش دارد. اما مقدار کمینه ارتفاع رزوه وابسته به آمدگی[1] اتصال (احتمال جداشدن پین و باکس از یکدیگر بر اثر کاهش ارتفاع رزوه) است. کمترین ارتفاع مجاز برای جلوگیری از این جدایش برابر 2.7 mm در نظر گرفته شد. به‌این‌ترتیب مقدار بهینه ارتفاع رزوه از 2.9 mm به 2.7 mm کاهش یافت.

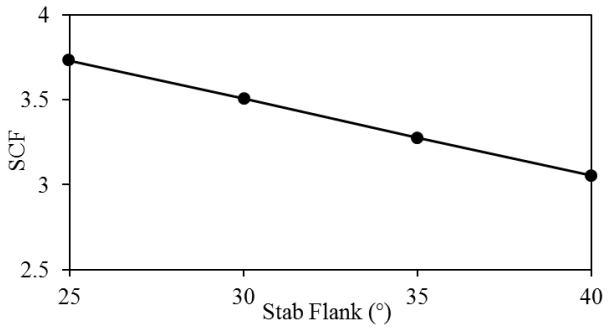

Fig. 11 Effect of stab flank angle on elastic stress concentration factor

شکل 11 نمودار تأثیر زاویه Stab Flank بر ضریب تمرکز تنش الاستیک

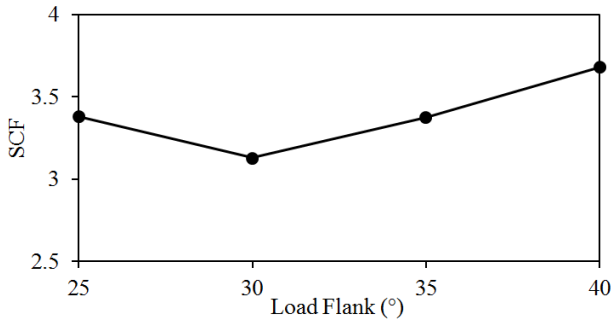

Fig. 12 Effect of load flank angle on elastic stress concentration factor

شکل 12 نمودار تأثیر زاویه جانبی بار بر ضریب تمرکز تنش الاستیک

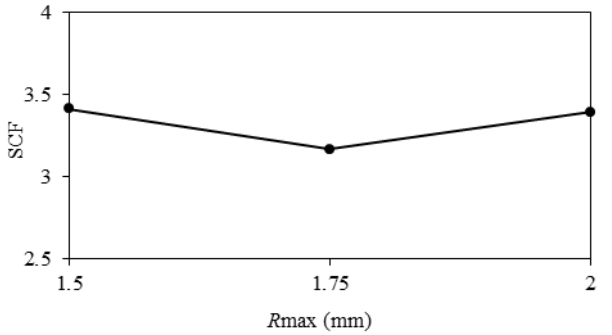

Fig. 13 Effect of root maximum radius on elastic stress concentration factor

شکل 13 نمودار تأثیر شعاع ماکزیمم ریشه رزوه بر ضریب تمرکز تنش الاستیک

Table 4 Average values of elastic stress concentration factor in different levels of thread geometric parameters

جدول 4 مقادیر میانگین ضریب تمرکز تنش الاستیک در سطوح مختلف پارامترهای هندسی رزوه

سطح	β	α	R_{max}	H
سطح 1	3.731	3.381	3.415	3.472
سطح 2	3.506	3.129	3.126	3.384
سطح 3	3.276	3.375	3.395	3.619
سطح 4	3.055	3.683	—	—
تغییرات	0.676	0.554	0.289	0.235
رتبه	1	2	3	4

[1] Jump Out

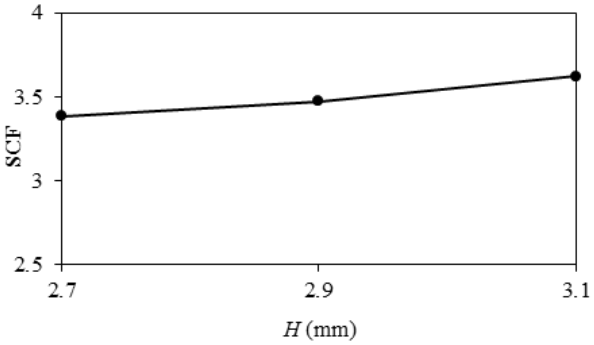

Fig. 14 Effect of thread height angle on elastic stress concentration factor

شکل 14 نمودار تأثیر ارتفاع رزوه بر ضریب تمرکز تنش الاستیک

بر اساس مدل توسعه‌یافته، فرمولی تجربی برای تخمین مقدار ضریب تمرکز تنش در رابطه (1) ارائه شده است که خطای ماکزیمم آن 4.7% می‌باشد.

$$SCF = 0.702 + 0.023 + 0.051\beta + 1.165\,H + 0.017R_{max} \quad (1)$$

3-4- یافتن مقدار گشتاور محکم‌کردن بهینه

در ادامه مقدار بهینه گشتاور محکم‌کردن به‌گونه‌ای تعیین شد که علاوه بر بهبود توزیع تنش، باعث افزایش استحکام آب‌بندی اتصال گردد. مطابق نمودار شکل 15، درحالی‌که اتصال تحت بارهای محوری و گشتاور خمشی قرار دارد، فاصله بین دو شانه و ماکزیمم تنش معادل در اتصال با افزایش گشتاور محکم‌کردن کاهش می‌یابد. در گشتاور محکم‌کردن 31.36 kNm، فاصله دو شانه به صفر می‌رسد (دو شانه بر هم مماس می‌شوند) و استحکام آب‌بندی در این مقدار و مقادیر بالاتر از آن به حد مطلوب و قابل قبولی می‌رسد.

هنگامی‌که تنها گشتاور محکم‌کردن به اتصال وارد می‌شود، با افزایش مقدار گشتاور، ماکزیمم تنش در اتصال افزایش می‌یابد تا جایی که باعث کرنش پلاستیک در ریشه رزوه اول درگیر پین شود. این اتفاق در گشتاور محکم‌کردن 36.66 kNm رخ می‌دهد که مقدار کرنش به 0.00452 در این گشتاور می‌رسد و بیان‌گر آن است که کرنش در ریشه اولین رزوه پین وارد ناحیه پلاستیک شده است (مقدار کرنش تسلیم در اتصالات برابر 0.00451 می‌باشد). لذا مقدار گشتاور محکم‌کردن دارای محدودیت است. درنتیجه مقدار گشتاور بهینه محکم‌کردن بین مقادیر 31.36 kNm تا 36.66 kNm پیشنهاد شد و با توجه به مزیت‌های گشتاور بالاتر (بهبود توزیع تنش در

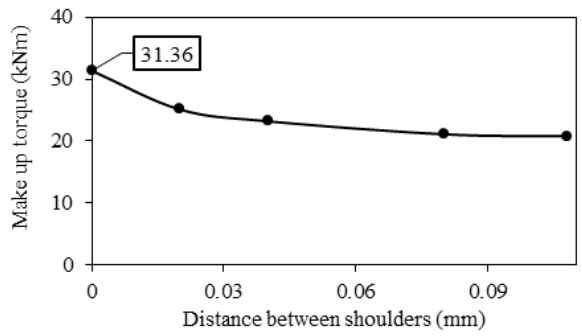

Fig. 15 Variations of distance between two shoulders versus make up torque in improved tool joints

شکل 15 تغییرات فاصله بین دو شانه بر حسب گشتاور محکم‌کردن در اتصالات بهبود یافته

ریشه اولین رزوه درگیر پین)، مقدار این گشتاور برابر 36.66 kNm در نظر گرفته شد.

همانطور که اشاره گردید، در اثر اعمال گشتاور محکم‌کردن بر اتصال و فشرده‌شدن سطوح جانبی رزوه‌های درگیر، تنش در ریشه اولین رزوه درگیر پین تا مرز ناحیه پلاستیک افزایش می‌یابد. اما با قرارگرفتن اتصال تحت تنش کششی ناشی از بارهای خارجی، تماس بین رزوه‌ها از این سطوح برداشته شده و سطوح بار جانبی رزوه‌ها با یکدیگر درگیر می‌شوند. در این حالت کل اتصال در ناحیه الاستیک قرار دارد.

3-5- تغییر ناحیه آب‌بندی اتصالات حفاری

شکل 16 کانتورهای جابجایی شانه‌های اتصالات حفاری استاندارد و بهبودیافته را تحت بارهای محوری و گشتاور خمشی در مقیاس 50 برابر نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود در اتصالات استاندارد، شانه اتصالات تحت بارهای وارده در حین عملیات حفاری از یکدیگر جداشده و هیچ‌گونه مقاومت آب‌بندی از خود نشان نمی‌دهند که بیانگر کافی نبودن مقدار گشتاور محکم‌کردن می‌باشد. این در حالی است که در ناحیه داخلی اتصال استاندارد، وضعیت به‌مراتب نامطلوب‌تر است. زیرا در این ناحیه همین مقاومت اندک آب‌بندی شانه‌ها در طراحی رعایت نشده است. شکل 17 (الف) ناحیه آب‌بندی داخلی اتصالات استاندارد و شکل 17 (ب) تغییر ناحیه آب‌بندی داخلی اتصالات بهبودیافته را نشان می‌دهد.

همان‌طور که مشاهده می‌شود در اتصالات بهبود یافته سطح پیشانی دو شانه همانند ناحیه خارجی با هم تماس پیدا کرده است. این موضوع علاوه بر افزایش استحکام آب بندی تاثیر مطلوبی در توزیع تنش در اتصالات حفاری دارد.

3-6- مقایسه ضریب تمرکز تنش اتصالات استاندارد و بهبود یافته

به‌وسیله طراحی جدید شامل تغییر شکل هندسی و ابعادی رزوه‌ها، ناحیه اتصال آب‌بندی در داخل اتصال و گشتاور محکم‌کردن بهینه، تنش ماکزیمم

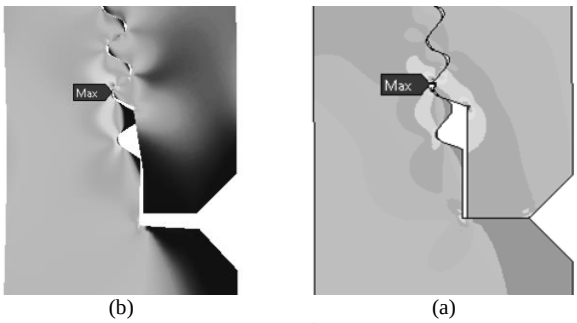

Fig. 16 Shoulders movement in scale of 50 a) improved tool joint b) standard tool joint

شکل 16 الف) جابجایی شانه‌ها در مقیاس 50 برابر الف) اتصالات بهبود یافته ب) در اتصالات استاندارد

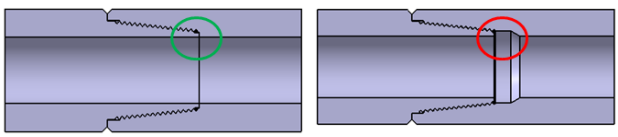

Fig. 17 Sealing region in a) standard tool joints b) improved tool joints

شکل 17 نواحی آب‌بندی شانه‌ای در اتصالات الف) اتصالات استاندارد ب) اتصالات بهبود یافته

وارد به اتصالات در تحلیل سه‌بعدی از حدود 798 MPa به 624 MPa و ضریب تمرکز تنش از 3.47 به 2.78 کاهش می‌یابد. در این میان، سهم بهینه‌سازی شکل هندسی و ابعادی رزوه‌ها کاهش ماکزیمم تنش حدود 86 MPa و سهم انتخاب صحیح گشتاور محکم‌کردن و تغییر طرح آب‌بندی اتصالات حدود 91 MPa می‌باشد که درمجموع می‌تواند تأثیر بسزایی در افزایش عمر خستگی اتصالات داشته باشد.

شکل 18 نمایانگر مقایسه ضریب تمرکز تنش در اتصال استاندارد و بهبودیافته است. در اتصال پین و باکس، شماره دندانه‌ها از رزوه نزدیک به شانه شروع شده و به‌صورت صعودی افزایش پیدا می‌کند.

4- تخمین عمر خستگی اتصالات

تنش خستگی اتصال لوله حفاری را می‌توان تنش خستگی کششی-کششی در نظر گرفت. طیف بارگذاری شده در بالاترین تنش (بر حسب معیار ون میسز) در ریشه اولین دندانه به‌عنوان تحمیل تنش خمشی اضافی نوسانی روی ماکزیمم تنش محوری استاتیک ریشه در نظر گرفت. بدین ترتیب مقدار تنش متوسط ناشی از بار محوری در اثر وزن و دامنه تنش بار وارد شده به اتصالات در اثر گشتاور خمشی است.

4-1- تحلیل عمر خستگی

جهت تخمین تحلیلی عمر خستگی اتصال حفاری، از روش کرنش-عمر استفاده می‌شود. به‌همین منظور، نتایج حاصل از تحلیل المان‌محدود در یک چرخه بارگذاری، استخراج شده و در روابط ارزیابی عمر خستگی به روش کرنش-عمر (روابط 2 و 3) وارد می‌گردند.

$$\varepsilon_{ea} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b \quad (2)$$

$$\varepsilon_{pa} = \varepsilon_f'(2N_f)^c \quad (3)$$

عمر خستگی بر اساس دو معیار مورو[1] و SWT[2] مورد بررسی قرار گرفتند که روابط آنها به ترتیب در روابط (4) و (5) آورده شده است.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \varepsilon_{ea} + \varepsilon_{pa} = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c \quad (4)$$

$$\sigma_{max} = \varepsilon_a E = (\sigma_f')^2(2N_f)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon_f' E(2N_f)^{b+c} \quad (5)$$

در این روابط N_f، ε_{ea}، ε_{pa} و σ_a به ترتیب تعداد چرخه‌های بارگذاری منجر به شکست، دامنه کرنش الاستیک، دامنه کرنش پلاستیک و دامنه تنش بوده و ثابت‌های σ_f'، ε_f' به ترتیب ضریب استحکام خستگی[3] و ضریب چقرمگی خستگی[4] نامیده می‌شود. علاوه بر این، ثابت b توان استحکام خستگی و c توان نرم‌شوندگی خستگی[5]، به‌ترتیب شیب خطوط کرنش الاستیک و کرنش پلاستیک در مقیاس لگاریتمی می‌باشند. این مقادیر با توجه به سختی اتصالات حفاری معادل 370.5 برینل در جدول 5 آورده شده است [10]. بدین ترتیب نمودار کرنش-عمر اتصالات حفاری مطابق شکل 19 در نظر گرفته شد.

بارهای کششی وارد به اتصالات به‌گونه‌ای انتخاب می‌شود تا ضریب تمرکز تنش و ماکزیمم تنش برحسب معیار ون‌میسز مشابه با اتصالات در مقیاس واقعی باشد. قابلیت اتصالات از نقطه‌نظر خستگی مورد بررسی قرار گرفت و با توجه به نمودار شکل 20 مشاهده می‌شود که با اصلاح هندسه رزوه‌ها، گشتاور محکم‌کردن و تغییر طرح آب‌بندی داخلی شانه‌ها می‌توان به عمر خستگی بالاتری رسید. اتصال بهبودیافته نسبت به اتصال استاندارد بر اساس رابطه مورو و SWT به ترتیب 2.1 و 2.3 برابر می‌شود.

4-2- تست تجربی و مقایسه نتایج آن با تحلیل عمر خستگی

پس از سخت‌کاری اتصالات مورد نظر و اعمال گشتاور محکم‌کردن، اتصالات به‌وسیله فک‌های گوه‌ای روی دستگاه تست خستگی بسته‌شده و بین بارهای کششی 22 kN تا 41 kN به‌صورت متناوب و سینوسی تحت فرکانس 20 Hz قرار گرفتند.

پس از انجام تست‌های خستگی مطابق آنچه انتظار می‌رفت تمامی نمونه‌ها از اولین رزوه درگیر پین (محلی با بیشترین ضریب تمرکز تنش) دچار شکست شدند. تصویر اتصالات حفاری پس از شکست در شکل 21

Table 5 Tool joints fatigue equation coefficients in hardness of 370.5 HB

جدول 5 تعیین ضرایب معادله خستگی اتصالات حفاری در سختی 370.5 برینل

پارامتر	مقدار
ضریب مقاومت خستگی σ_f'	1602.7MPa
ضریب چقرمگی خستگی ε_f'	0.7656
توان مقاومت خستگی b	-0.0764
توان نرم‌شوندگی خستگی c	-0.7501

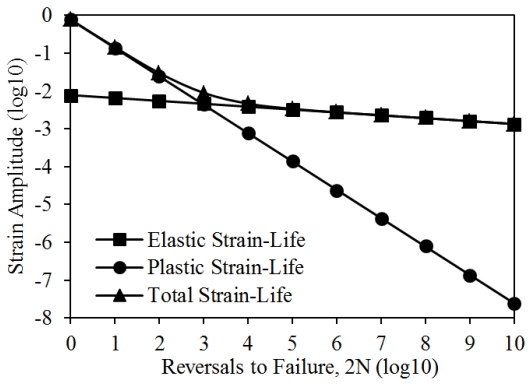

Fig. 19 Tool joints strain-life diagram

شکل 19 نمودار کرنش عمر اتصالات حفاری

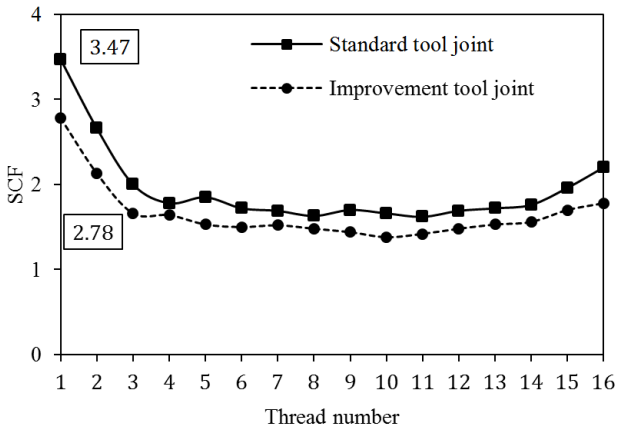

Fig. 18 Variations of elastic stress concentration factor versus thread number in standard and improved pin tool joint

شکل 18 تغییرات ضریب تمرکز تنش الاستیک برحسب شماره دندانه در اتصال پین استاندارد و بهبودیافته

[1] Morrow
[2] Smith Watson And Topper
[3] Fatigue Strength Coefficient
[4] Fatigue Ductility Coefficient
[5] Fatigue Ductility Exponent

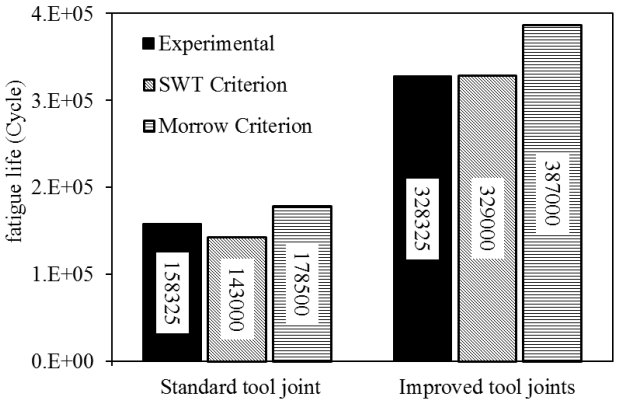

Fig. 20 Fatigue life comparison between improved and standard tool joints

شکل 20 مقایسه عمر خستگی بین اتصالات حفاری و اتصالات بهبود یافته

نشان داده شده است. برای هر نوع از اتصالات استاندارد و بهبودیافته، دو آزمایش انجام پذیرفت. در تست اول و دوم اتصالات استاندارد به ترتیب پس از 162300 و 154350 سیکل و در تست اول و دوم اتصالات بهبودیافته به ترتیب پس از 342750 و 313900 سیکل دچار شکست شدند.

بر اساس نتایج، ماکزیمم اختلاف نتایج تئوری و تجربی برای اتصالات استاندارد و بهبودیافته، بر اساس معیار مورو به ترتیب 13.2% و 18% می‌باشد. این مقادیر بر اساس معیار SWT به ترتیب برابر 9.4% و 0.3% بوده که بیانگر تطابق مناسب بین نتایج حاصل از حل تحلیلی و نتایج تجربی است.

شکست خستگی اتصالات به ناحیه سگ پا برمی‌گردد، جایی که خمش‌های شدید و متناوب به علت انحراف محلی لوله حفاری از خط عمودی، رخ می‌دهد. میکروسکوپ الکترونی روبشی[1] برای مشاهده سطح مقاطع شکست استفاده شد (شکل 22). مطالعه شکست در سطوح مواد[2] نشان داد که ترک خستگی از امتداد ریشه دندانه اتصالات حفاری آغاز می‌شود و به سمت سطح داخلی اتصالات گسترش می‌یابد که بیانگر تمرکز تنش بالا در ریشه دندانه است. مشاهدات بیشتر نیز خطوط ترک‌های خستگی را نشان می‌دهد. بیشتر ترک‌های خستگی در ریشه دندانه‌ها مخصوصاً دندانه اول پین آغازشده و تا دیواره اتصالات گسترش می‌یابند که

Fig. 21 Failure of tool joints after fatigue test

شکل 21 شکست اتصالات حفاری پس از انجام تست خستگی

[1] SEM
[2] Fractography

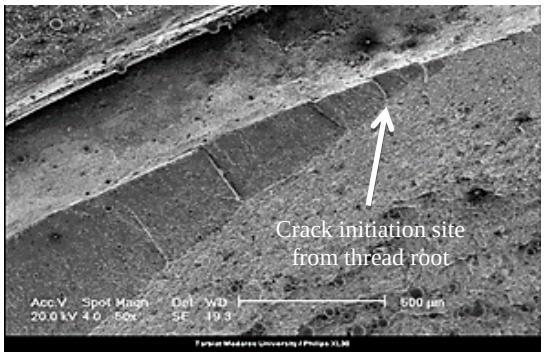

Fig. 22 Crack growth in pin first engaged thread

شکل 22 محل رشد ترک در ریشه اولین رزوه درگیر پین

منجر به شکست اصلی می‌شوند.

5- نتیجه‌گیری

در این پژوهش اثر پارامترهای هندسی رزوه روی کاهش تمرکز تنش و افزایش عمر خستگی اتصال پین و باکس در رشته حفاری مورد مطالعه قرار گرفت. مهم‌ترین نتایج به شرح زیر می‌باشند:

- ماکزیمم ضریب تمرکز تنش اتصال با هندسه بهبودیافته در مقایسه با اتصال استاندارد از 3.47 به 2.78 کاهش پیدا می‌کند که باعث بالا رفتن قابلیت تحمل بار در اتصال بهبودیافته و بهبود عمر خستگی می‌شود.
- انتخاب صحیح مقدار گشتاور محکم‌کردن (36.66 kNm) علاوه بر کاهش قابل ملاحظه بار وارد بر رزوه اول، باعث بهبود آب‌بندی اتصال می‌گردد.
- عمر خستگی بدست آمده بر اساس معیار SWT به نتایج تجربی نزدیکتر بودند. عمر خستگی اتصالات بهبودیافته نسبت به اتصالات استاندارد بر اساس این معیار 2.3 برابر می‌باشد.

6- مراجع

[1] Y. Lin, D. Zhu, D. Zeng, Q. Xian, L. He, Y. Sun, Numerical and experimental distribution of stress fields for double shoulder tool joint, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 18, No. 6, pp. 1584-1594, 2011.
[2] S. Luo, S. Wu, Effect of stress distribution on the tool joint failure of internal and external upset drill pipes, *Materials & Design*, Vol. 52, No. 1, pp. 308-314, 2013.
[3] H. Nourizadegan, M. Rahman, *Design of Down Hole Pipe String and Their Connections*, pp. 1-35, Tehran: Ideh Negar, 2014. (In Persian فارسی)
[4] W. Liu, Y. Liu, W. Chen, T. Shi, A. Singh, Q. Lu, Longitudinal crack failure analysis of box of S135 tool joint in ultra-deep well, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 48, No. 1, pp. 283-296, 2015.
[5] Z. Yong, G. Lian-Xin, Y. Peng-Bin, Force analysis and tightening optimization of gas sealing drill pipe joints, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 58, No. 1, pp. 173-183, 2015.
[6] M. Ferjani, D. Averbuch, A. Constantinescu, A computational approach for the fatigue design of threaded connections, *International Journal of Fatigue*, Vol. 33, No. 4, pp. 610-623, 2011.
[7] I. Korin, J. P. Ipiña, Controlled residual stresses introduction to improve fatigue resistance of rotary shouldered connections used in oil drilling industry, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 87, No. 12, pp. 696-703, 2010.
[8] A. Shahani, S. Sharifi, Contact stress analysis and calculation of stress concentration factors at the tool joint of a drill pipe, *Materials & Design*, Vol. 30, No. 9, pp. 3615-3621, 2009.
[9] X. Zhu, L. Dong, H. Tong, Failure analysis and solution studies on drill pipe thread gluing at the exit side of horizontal directional drilling, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 33, No. 1, pp. 251-264, 2013.
[10] R. Basan, D. Rubeša, M. Franulović, B. Križan, A novel approach to the estimation of strain life fatigue parameters, *Procedia Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 417-426, 2010.