



بررسی تاثیر پارامترهای موثر بر عمر خستگی اتصال جوش بازوی گیربکس لوکوموتیو به بدنه بوژی با استفاده از مدل المان محدود صحنه گذاری شده با نتایج تجربی

امیرحسین رجایی^۱ و عبدالحسین جلالی آقچای^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی و فناوریهای نوین، دانشگاه صنایع و معادن ایران، تهران، ایران

^۲ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۱۱/۱۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۶/۰۱/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۲/۳۱

چکیده

در سیستم محرکه لوکوموتیوهای قطارهای برون شهری وظیفه‌ی نگهداری گیربکس و اتصال آن به بدنه‌ی بوژی بر عهده‌ی بازوی گیربکس است. این بازو یک قطعه‌ی ریختگی است که از طرفی توسط جوش به بدنه‌ی بوژی متصل شده است و از سمت دیگر گیربکس را نگه داشته است. در این مقاله هدف بررسی اثر پارامترهای موثر بر عمر خستگی بازوی گیربکس لوکوموتیو می‌باشد. طول خط جوش، جنس و ضخامت بازو از جمله پارامترهای اساسی طراحی بازو به‌شمار می‌آیند. مدل المان محدود برای تخمین عمر خستگی ایجاد شده است. عمر خستگی از مدل المان محدود و با کمک نرم افزار افای سیف محاسبه شده است. جهت ارزیابی هر یک از پارامترها در تخمین میزان عمر خستگی بازو از روش طرح عاملی کامل در طراحی آزمایش استفاده شد. آزمایش‌ها مطابق طراحی آزمایش انجام شدند. طبق نتایج حاصل طول خط جوش بیشترین تاثیر را بر روی عمر خستگی دارد و پس از آن ضخامت و در آخر تغییرات جنس باعث تغییر عمر خستگی بازوی گیربکس می‌شوند. همچنین عمر خستگی مناسب ناشی از انتخاب مناسب پارامترها برابر با ۳۰۶۷۶۲ سیکل می‌باشد که با مقایسه با مدل اولیه با عمر ۲۳۴۶۰۹ سیکل، ۳۰/۴۵٪ بهبود یافته است.

کلمات کلیدی: بازوی گیربکس؛ عمر خستگی؛ روش المان محدود؛ طرح عاملی کامل.

Study on the Influences of Effective Parameters on the Fatigue Life of Welded Joint between Locomotive Gearbox Bracket and Bogie Using FE Model Verified by Experimental Results

A. Rajaei¹, A. Jalali Aghchai²

¹ M.S. Student, Engineering and High Tech. Department, Iran University of Industries and Mines, Tehran, Iran.

² Assistant Prof., Faculty of Mech. Eng., K.N.Toosi University Technology, Tehran, Iran.

Abstract

In the driving system of trains locomotives, Gearbox bracket connects gearbox to the bogie frame. This baracket is a casting part which welded to the bogie frame and is connected to the gearbox. In this paper, influences of effective parameters on fatigue life of this baracket were investigated. The length of welded lines, material and thickness of baracket are the effective parameters. The FE model in FE Safe software was developed to predict the fatigue life. Factorial design was used to design of experiments. Experiments were done according to designed procedure. Results showed that, weld length, thickness of baracket and material of baracket has greater effect on fatigue life respectively. Also, in the fair choice of parameters, fatigue life became 330440 cycles which is 30.45% more than the fatigue life for initial model of baracket.

Keywords: Gearbox Bracket; Fatigue Life; Finite Element Method; Full-Factorial Design.

۱- مقدمه

امروزه از فلزات در ماشین آلات و وسایل نقلیه و حرکتی استفاده می‌شود و مبنای کار دستگاه‌های مکانیکی بر حرکت بنا شده است. برای به وجود آمدن این حرکت نیرو لازم است. معمولاً در اجزائی که وظیفه انتقال قدرت را دارند این نیرو به صورت بارهای متناوبی وارد می‌شود نتیجه این بارهای متناوب به وجود آمدن پدیده خستگی می‌باشد. فلزات تحت تنش تکراری یا نوسانی در تنشی به مراتب کمتر از تنش لازم برای شکست بر اثر اعمال یکباره‌ی بار، خواهند شکست. شکست‌هایی که در شرایط بارگذاری دینامیکی رخ می‌دهند شکست‌های خستگی نامیده می‌شوند.

هر روزه موارد بیشتری از شکست اجزایی که تحت بارگذاری‌های متناوب قرار می‌گیرند ثبت می‌گردد و این پدیده در صنایع مختلفی که با بارگذاری دینامیکی در ارتباط هستند به فراوانی دیده می‌شود. یکی از این صنایع، صنعت حمل و نقل ریلی است.

یک وسیله نقلیه ریلی یک مجموعه پیچیده دینامیک با درجات آزادی متعدد می‌باشد که دو جزء اصلی تشکیل دهنده آن، اتاق واگن^۱ و قاب بوژی^۲ است. قاب بوژی شامل مجموعه ای متشکل از قاب (تیرهای طولی و عرضی)، مجموعه تعلیق، مجموعه چرخ و محور، مجموعه ترمز، گیربکس و موتور و ادوات مربوطه می‌باشد و اتاق واگن قطار روی قاب بوژی قرار می‌گیرد. بازوی گیربکس در قاب بوژی لوکوموتیو وظیفه‌ی نگهداشتن بدنه‌ی گیربکس و اتصال آن به بدنه‌ی بوژی را دارد. بوژی مورد مطالعه مربوط به قطارهای متروی بین شهری تهران-گلشهر متعلق به شرکت واگن سازی تهران می‌باشد.

ضخامت، جنس و طول خط جوش با حفظ موقعیت قرارگیری بازوی گیربکس در سیستم مجموعه‌ی قاب بوژی از جمله پارامترهای مهم تأثیرگذار بر عمر خستگی می‌باشند. برای ارزیابی و بررسی اثر هر یک از این پارامترها از روش طرح عاملی^۳ کامل استفاده می‌شود.

تحقیقات زیادی در زمینه‌ی پدیده خستگی در صنعت راه‌آهن انجام شده است که در بیشتر آن‌ها به بررسی عوامل بوجود آمدن خستگی در ریل راه‌آهن، قاب بوژی و اجزای آن پرداخته شده است، اما به طور موردی تحقیقاتی کمی در زمینه‌ی خستگی بازوی گیربکس انجام شده است.

در سال ۱۹۹۵، یک قاب بوژی توسط لو^۴ و همکاران مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق یک تحلیل سازه از قاب بوژی رولاب وسیله نقلیه ریلی بر اساس شبیه سازی دینامیک توسط کامپیوتر انجام شده است. این بررسی نشان می‌دهد که قاب بوژی رولاب در مقابل پیچش بسیار حساس است و پیشنهاد می‌کند که مورد بارگذاری پیچشی برای این نوع قاب‌ها به دقت بررسی شود [۱].

در سال ۲۰۰۰، سان^۵ و داناسکار^۶ یک مدل دینامیک برای تعامل بین ریل راه آهن و مجموعه ی واگن ارائه کردند. در این پژوهش واگن شامل ۴ مجموعه چرخ، دو قاب بوژی با ۱۰ درجه آزادی به عنوان یک زیر سیستم مدل شده است و مسیر ریل نیز به عنوان یک زیر سیستم چهار لایه ای مدل شده است. این دو زیر سیستم با مکانیزم تماس غیر خطی هرتز^۷ به هم متصل شده است. مدل ارائه شده قابلیت این را دارد تا واکنش‌های دینامیک اجزای ریل و واگن را برای نیروهای ضربه و دیگر واکنش‌های دینامیک ریل راه آهن و مجموعه ی واگن را پیش بینی کند [۲].

ژنگ^۸ و همکاران در سال ۲۰۰۴ تحقیقی در مورد شکست‌های بوجود آمده در سازه‌ی قطارهای سریع‌السیر چین انجام دادند. در این تحقیق شکست‌های بوجود آمده در قطارهای مختلفی بررسی شده است و دلیل این شکست‌ها بسته به طراحی و شرایط سرویس‌دهی مورد تحقیق قرار گرفته است. دلایل این شکست‌ها، شکل نادرست سازه، انتخاب مواد غیرمنطقی، اشتباه در برآورد شرایط سرویس‌دهی و نامناسب بودن استانداردها خستگی برای قطارهای سریع‌السیر عنوان شده است [۳].

⁴ Luo

⁵ Sun

⁶ Dhanasekar

⁷ Hertz

⁸ Zhang

¹ Wagon

² Bogie

³ Full-Factorial

علاوه بر این توزیع تنش و کرنش برای کل قاب بوژی از طریق آنالیز المان محدود ارزیابی شده و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است [۷].

فوق و همکاران در سال ۲۰۱۵ به بررسی ترک‌های خستگی بر روی قاب بوژی پرداخته‌اند. در این تحقیق قاب‌های بوژی مترو بر اساس تنش‌های واقعی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. دلیل اصلی که باعث بوجود آمدن ترک‌های خستگی می‌شود، فرکانس پایین ضربه چرخ به ریل با توجه به فاصله مفاصل ریل راه‌آهن و گرد نبودن چرخ، عنوان شده است [۸].

در سال ۲۰۱۵ توسط لی^۶ و همکاران تحقیق آزمایشگاهی برای استحکام خستگی قاب بوژی متروی شهر پکن تحت شرایط بارگذاری اضافی انجام گرفته است. در این تحقیق ابتدا سازه قاب بوژی و شرایط نگهداری آن معرفی شده است تا دلایل شکست خستگی مشخص شود. سپس، قطعات قاب بوژی، برحسب ویژگی‌های تکنیک پردازش، مسیر انتقال بار و وضعیت بهره برداری از مترو آزمایش شده‌اند. بر اساس این نقاط، آزمایش‌ها برای دستیابی به داده‌های تنش در زمان اوج سرویس‌دهی انجام شده است. پس از آن، فرآیند تجزیه و تحلیل خستگی با روش شمارش چرخه سیلان بارانی^۸ با استفاده از داده‌های بدست آمده ارائه شده است. از قانون ماینر^۹، روش تنش اسمی و رابطه گودمن، رابطه استحکام خستگی با فرض عمر نامحدود بدست آمده است [۹].

تحلیل مقاومت و آزمایش بازوی گیربکس قطار سریع‌السیر توسط ینگ و همکاران در سال ۲۰۱۵ انجام شده است. در این تحقیق یک بازوی گیربکس C شکل که برای متصل کردن گیربکس به بدنه بوژی استفاده می‌شود به صورت سه بعدی شبیه‌سازی شده و مدل المان محدود آن در دو شرایط کاری ایجاد شده است. از مدل المان محدود توزیع تنش و ماکزیمم تنش بدست آمده و سپس با انجام آزمایش‌ها با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است [۱۰].

در سال ۲۰۰۵، انتشار ترک‌های خستگی که از جوش‌های لب به لب در خطوط ریلی شروع می‌شوند، توسط دسیمون^۱ و برتا^۲ بررسی شده است. ابتدا مدل المان محدود برای تعیین تنش‌های واقعی بوجود آمده بر اثر عبور چرخ از ریل ایجاد شده است. سپس آزمایش‌های خستگی به منظور دوباره تعریف کردن شرایط سرویس‌دهی در سطح آزمایشگاهی طراحی شده‌اند. با انجام این آزمایش‌ها مشاهده می‌شود که انتشار رشد ترک تحت تاثیر شدید تنش برشی قرار دارد [۴].

اسدی لاری و کاپور^۳، در سال ۲۰۰۷ تحقیقی در مورد اثر تغییر جهت حرکت بوژی، بر روی سایش چرخ وسیله نقلیه ریلی انجام داده‌اند. با معکوس شدن جهت حرکت، بهبود قابل توجهی در نرخ سایش و الگوی سایش برای یک بوژی در مقایسه با دیگری در یک فاصله عملیاتی و در یک مسیر، بدست آمده است [۵].

در سال ۲۰۰۹ تجزیه و تحلیل تجربی از علت بوجود آمدن ترک در قاب بوژی در چندین دستگاه دیزل راه آهن صربستان، توسط لوکانین^۴ و همکاران انجام شده است. با توجه به نتایج، ضرایب ایمنی در نظر گرفته شده با توجه به اندازه‌گیری‌های صورت گرفته بر روی قاب و اجزای آن، باید بالاتر (بین ۱/۳ و ۱/۴) از ضریب ایمنی در نظر گرفته شده قبلی (۱/۲) در نظر گرفته شود تا قاب بتواند بارهای دینامیکی اضافی را تحمل کند [۶].

در سال ۲۰۱۱ کیم^۵ و همکاران رفتارهای مکانیکی یک قاب بوژی متروی شهری را با جنس کامپوزیت تحت شرایط بارگذاری بحرانی در نظر گرفتند. این تحقیق جهت جایگزین کردن یک بوژی فولادی با یک بوژی کامپوزیت انجام شده است. برای ارزیابی رفتار مکانیکی، بوژی کامپوزیت تحت بارهای بحرانی، بارهای عمودی و بارهای پیچشی آزمایش شده است. در حین آزمایش تنش‌های بین نقاط متصل کننده تیر میانی و تیرهای جانبی و انحراف اندازه‌گیری شده و برای ارزیابی ضرایب ایمنی استفاده شده است.

¹ Desimon

² Beretta

³ Kapoor

⁴ Lucanin

⁵ Kim

⁶ Fu

⁷ Jishan Lee

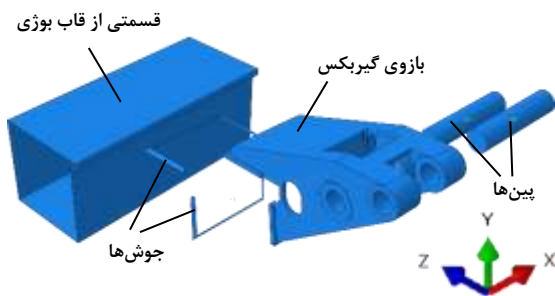
⁸ Rainflow Cycle Counting

⁹ Miner Rule

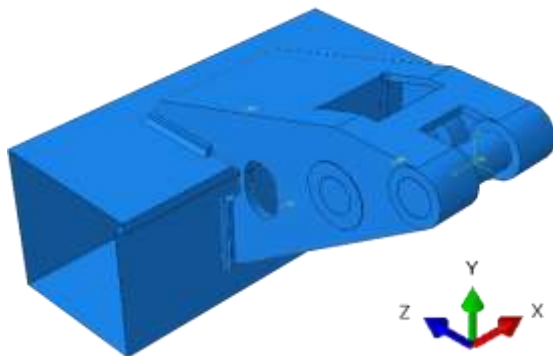
۲-۲- مدل سازی هندسی بازوی گیربکس

مدل المان محدود توسط نرم افزار آباکوس^۲ ایجاد شده است. در این بخش چهار قطعه باید مدل سازی شوند که شامل: بازوی گیربکس، پین ها، بدنه ی بوژی و جوش ها هستند. برای ساده سازی مسئله، پین ها به صورت صلب^۳ مدل شده و فقط قسمتی از قاب بوژی که به بازو متصل است مدل شده است. شکل ۲ اجزای مختلف مدل تحلیل المان محدود بازوی گیربکس را نشان می دهد.

برای شبیه سازی جوش های متصل کننده قطعه به بوژی، جوش ها به شکل پخ^۴ مدل سازی شده اند و با اعمال قید^۵ به بوژی و قطعه متصل شده اند. در این صورت قطعه به جوش و جوش به بوژی متصل است. قطعات بازو، جوش و قسمتی از بوژی همانطور که در شکل ۳ نشان داده شده است مونتاژ شده اند.



شکل ۲- مدل قسمتی از قاب بوژی، جوش ها، بازو و پین ها



شکل ۳- مونتاژ قطعات بازو، جوش و قسمتی از قاب بوژی

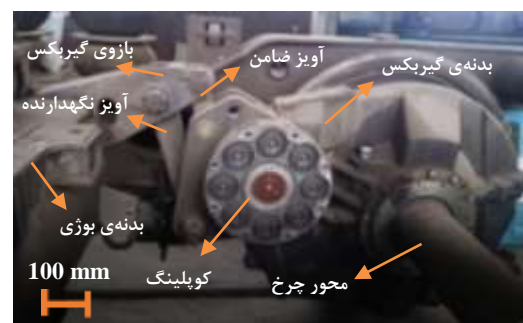
هدف اصلی این پژوهش دستیابی به مدل المان محدود جهت پیش بینی عمر خستگی بازوی گیربکس و استفاده از آن برای بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر روی عمر خستگی بازوی گیربکس و رسیدن به مدل بهینه است.

۲- بررسی عمر خستگی اتصال جوش به صورت المان محدود

۲-۱- تعیین نحوه اتصالات

بازوی گیربکس از طرفی به بدنه بوژی جوش داده شده و از طرف دیگر توسط پین و پیچ به آویز^۱ نگهدارنده ی بدنه ی گیربکس متصل است. بدنه ی گیربکس نیز از طرف دیگر بر روی محور چرخ قرار دارد. آویز ضامن در صورتی که اتفاقی برای آویز نگهدارنده بیافتد استفاده می شود و نیرویی بر آن وارد نمی شود. شکل ۱ نمایی کلی از وضعیت گیربکس، بازوی گیربکس، محور چرخ و بدنه بوژی را نشان داده است.

سیستم محرکه ی قطارهای برون شهری از موتور، شفت، کوپلینگ و گیربکس تشکیل شده است. نیروی محرکه ی موتور از طریق شفت به کوپلینگ و سپس به گیربکس منتقل می شود. گیربکس شامل چرخنده ی پنیون است که به کوپلینگ متصل است و با چرخنده ی بزرگ که به محور چرخ متصل است، در تماس می باشد. گشتاور تولید شده در گیربکس با نسبت ۳/۱۷ افزایش یافته و محور لوکوموتیو به حرکت در می آید.



شکل ۱- نمای کلی از وضعیت گیربکس و اتصالات آن

² Abaqus

³ Rigid

⁴ Chamfer

⁵ Constraint

¹ Hanger

۱۱۰۰ دور بر دقیقه و ۳۰۰ میلی‌متر می‌باشد. A زاویه نرمال چرخنده و β زاویه چرخنده مارپیچ و مقادیر آنها ۲۰ و ۱۰ درجه می‌باشد.

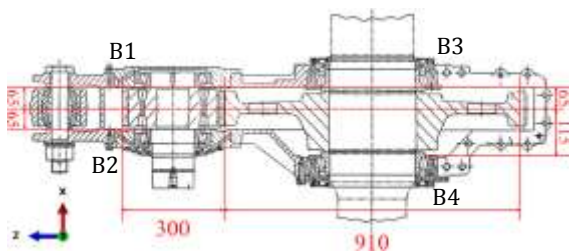
دیگرام آزاد برای محور چرخنده کوچک و نیروهای عکس‌العمل در بیرینگ‌های ۱ و ۲ در شکل ۶ نشان داده شده است.

جدول ۱- خواص مکانیکی قطعات [۱۱-۱۳]

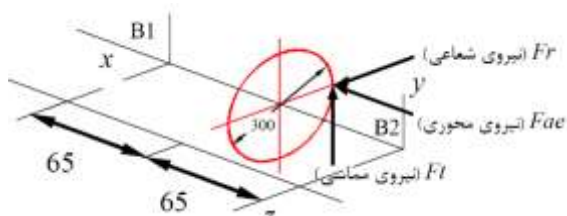
قطعه	جنس	مدول یانگ (Gpa)	تنش تسلیم (Mpa)	استحکام کششی (Mpa)	ازدیاد طول (%)
بازو	CK25	۲۰۱	۳۵۰	۶۲۵	۸
قاب بوژی	20g	۲۰۰	۲۷۵	۴۵۰	۲۲
جوش	E7016	۲۰۰	۴۹۶	۵۶۴	۳۰

جدول ۲- وزن اجزای متصل به بازوی گیربکس

مشخصه	مقدار وزن (N)
وزن پوسته گیربکس (W_c)	۵۸۸۰
وزن چرخنده بزرگ (W_g)	۲۷۴۴
وزن گریس روانکار (W_{gr})	۱۴۷
وزن هنگر (W_h)	۴۲۱
وزن کویلینگ (W_{co})	۱۸۸۲



شکل ۴- شماتیک مجموعه‌ی گیربکس



شکل ۵- نیروهای وارده بر چرخنده کوچک

شرح کامل خواص مواد بازو، جوش و قاب بوژی در جدول ۱ بیان شده است. لازم به ذکر است بارگذاری انجام شده قطعات را وارد منطقه پلاستیک نمی‌کند.

۲-۳- بارگذاری

نیروهای وارد شده به بازوی گیربکس شامل دو نیروی وزن و نیروی موتور است که از گشتاور موتور ایجاد می‌شود و به یاتاقان‌ها، کل بدنه‌ی گیربکس و در نتیجه بازوی گیربکس اعمال می‌شوند. وزن اجزای مختلف متصل به بازوی گیربکس در جدول ۲ ارائه شده است. با توجه به این که چرخنده‌ی بزرگ روی محور چرخ قرار دارد وزن آن روی محور است، اما وزن آویز یا همان هنگر و وزن کویلینگ به طور مستقیم روی بازو اعمال می‌شود. دیگر نیروهای وزن بین محور و بازوی گیربکس تقسیم شده‌اند. در نتیجه نیروی وزن موثر بر بازوی گیربکس از رابطه ۱ برابر با ۵۳۳۶ نیوتون محاسبه شده است.

$$W = \frac{W_c}{2} + \frac{W_{gr}}{2} + W_{co} + W_h \quad (1)$$

عیوب به وجود آمده بر روی بازوی گیربکس به دلیل نیروی موتور و نیروی محوری بوجود آمده روی یاتاقان‌ها است که در اثر انتقال گشتاور موتور بر روی یاتاقان‌ها و بدنه گیربکس وارد می‌گردد. شکل ۴ اندازه‌ی فاصله‌های یاتاقان‌ها و چرخنده‌ها را نشان داده است. یاتاقان‌های B1 و B2 از نوع مخروطی و مدل SKF 30226 J2 با ضریب محوری ۱/۴ می‌باشند. و یاتاقان‌های B3 و B4 از نوع مخروطی و مدل Timken M349549/349510 با ضریب محوری ۱/۷۳ می‌باشند.

در شکل ۵ سه نیروی وارده به چرخنده کوچک نشان داده شده است.

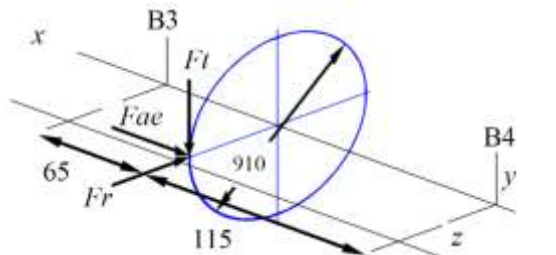
سه نیروی F_t (نیروی مماسی)، F_r (نیروی شعاعی) و F_{ae} (نیروی محوری) که در شکل ۵ نیز نشان داده شده است از رابطه‌های ۲، ۳ و ۴ محاسبه می‌شوند [۱۴].

$$F_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} = 43.58 \text{ kN} \quad (2)$$

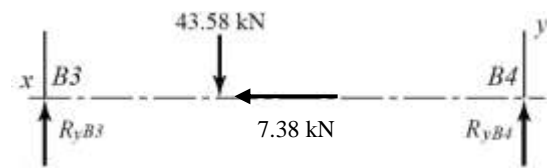
$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 15.68 \text{ kN} \quad (3)$$

$$F_{ae} = F_t \cdot \tan \beta = 7.68 \text{ kN} \quad (4)$$

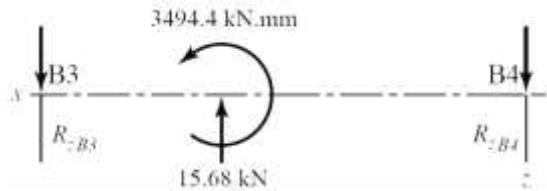
که H توان موتور، n سرعت گردش موتور، D_p قطر چرخنده کوچک و مقادیر آنها به ترتیب ۷۵۳ کیلووات،



شکل ۷- نیروهای وارده بر چرخنده بزرگ



(الف)



(ب)

شکل ۸- دیاگرام آزاد بیرینگ‌های ۳ و ۴ را نیز مانند بیرینگ‌های ۱

و ۲ بدست می‌آیند:

$$R_{yB3} = \frac{115}{180} \times 43.58 = 27.84 \text{ kN} \quad (13)$$

$$R_{yB4} = \frac{65}{180} \times 43.58 = 15.73 \text{ kN} \quad (14)$$

$$R_{zB3} = \frac{115(15.68)}{180} + \frac{7.68(455)}{180} \quad (15)$$

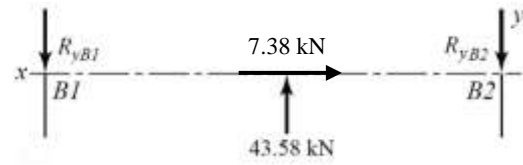
$$R_{zB4} = \frac{65(15.68)}{180} - \frac{7.68(455)}{180} \quad (16)$$

$$F_{rB3} = (R_{zB3}^2 + R_{yB3}^2)^{1/2} \quad (17)$$

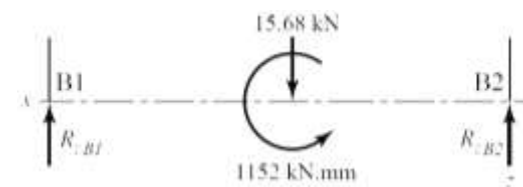
$$F_{rB4} = (R_{zB4}^2 + R_{yB4}^2)^{1/2} \quad (18)$$

$$F_{iB3} = \frac{0.47 F_{rB3}}{K_{B3}} = \frac{0.47(40.26)}{1.73} = 10.93 \text{ kN} \quad (19)$$

$$F_{iB4} = \frac{0.47 F_{rB4}}{K_{B4}} = \frac{0.47(20.89)}{1.73} = 5.67 \text{ kN} \quad (20)$$



(الف)



(ب)

شکل ۶- دیاگرام آزاد بیرینگ‌های ۱ و ۲ (الف) در صفحه xy

و (ب) در صفحه xz

با توجه به شکل ۶ نیروهای R_{yB2} , R_{yB1} , R_{zB2} , R_{zB1} به صورت زیر بدست می‌آیند:

$$R_{yB1} = \frac{65}{130} \times 43.58 = 21.79 \text{ kN} \quad (5)$$

$$R_{yB2} = \frac{65}{130} \times 43.58 = 21.79 \text{ kN} \quad (6)$$

$$R_{zB1} = \frac{65(15.68)}{130} - \frac{7.68(150)}{130} \quad (7)$$

$$R_{zB2} = \frac{65(15.68)}{130} + \frac{7.68(150)}{130} \quad (8)$$

نیروهای محوری $(F_{iB2}$ و $F_{iB1})$ به صورت زیر بدست می‌آیند. نیروهای F_{rB2} و F_{rB1} برآیند دو نیروی R_{zB1} , R_{yB1} و R_{zB2} , R_{yB2} می‌باشند و K_{B2} و K_{B1} ضرایب یاتاقان‌ها می‌باشند.

$$F_{rB1} = (R_{zB1}^2 + R_{yB1}^2)^{1/2} \quad (9)$$

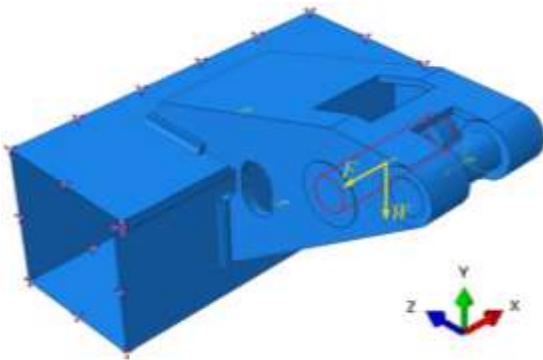
$$F_{rB2} = (R_{zB2}^2 + R_{yB2}^2)^{1/2} \quad (10)$$

$$F_{iB1} = \frac{0.47 F_{rB1}}{K_{B1}} = \frac{0.47(21.81)}{1.4} = 7.32 \text{ kN} \quad (11)$$

$$F_{iB2} = \frac{0.47 F_{rB2}}{K_{B2}} = \frac{0.47(27.45)}{1.4} = 9.21 \text{ kN} \quad (12)$$

در شکل ۷ سه نیروی وارده به چرخنده بزرگ نشان داده شده است.

دیاگرام آزاد برای محور چرخنده بزرگ و نیروهای عکس‌العمل در بیرینگ‌های ۳ و ۴ در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۱۰- شرایط مرزی و تکیه‌گاهی

۲-۵- مش‌بندی

برای مش‌بندی بازو المان C3D10 در نظر گرفته شده است که یک المان ۱۰ گره ای از نوع هرمی می باشد. همچنین مش‌بندی از نوع آزاد^۲ و به صورت شبکه‌بندی^۳ انجام شده است. اندازه المان‌ها در محل‌های تمرکز تنش، ریزتر در نظر گرفته شده است. این ریزتر شدن المان‌ها تا جایی پیش می رود که تغییرات قابل توجهی در نتایج و تنش‌های بدست آمده مشاهده نشود. نمودار حساسیت میزان تنش به اندازه و زمان حل در شکل ۱۱، نشان داده شده است. برای بررسی حساسیت مش‌بندی بازو از المان ۱۹۳۷۴ روی بازو و برای بررسی حساسیت مش‌بندی جوش از المان ۱۵۸ روی جوش استفاده می‌شود.

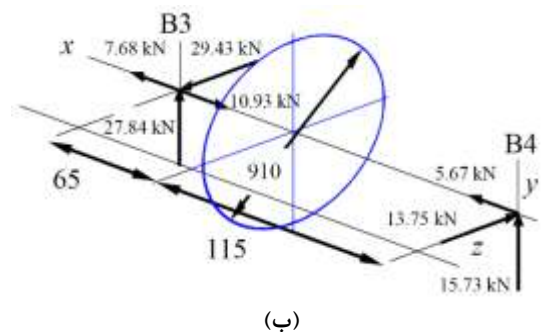
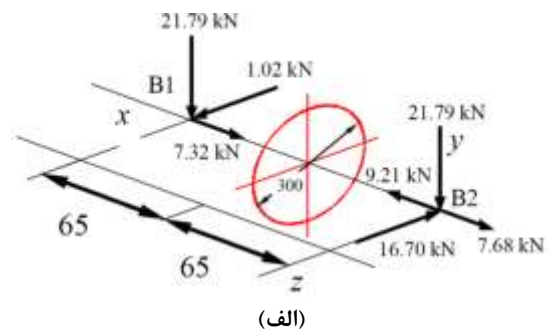
با توجه به بالا رفتن تصاعدی زمان حل، وثابت شدن تقریبی تنش، المان‌های نزدیک به جوش با اندازه‌ی ۳ میلی‌متر، به عنوان اندازه مناسب انتخاب شده‌اند.

برای مدل جوش‌ها نیز از المان C3D10 استفاده شده است. برای قسمتی از بدنه بوژی از المان S8R که المانی ۸ گره ای برای پوسته‌ها^۴ می باشد، استفاده شده است. شکل ۱۲ نحوه‌ی توزیع المان‌ها و مش‌بندی را نشان می‌دهد. نوع حل به صورت صریح^۵ می‌باشد که دلیل آن سرعت حل بالاتر نسبت به حل ضمنی^۶ است و برای حل آزمایش‌ها با تعداد بالا مناسب تر است.

نیروهای وارده به بیرینگ‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ در شکل ۹ نشان داده شده است. با توجه به شکل ۹ نیروهای وارده به بیرینگ‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ در جهت‌های z و y یکدیگر را خنثی می‌کنند و تنها اختلاف نیروهای محوری باقی می‌ماند که روی بدنه‌ی گیربکس و بازوی گیربکس اثر می‌گذارد. با توجه به شکل ۹ نیروی F که از اختلاف نیروهای محوری بدست می‌آید برابر است با ۳/۳۷ کیلو نیوتون و در جهت منفی محور x می‌باشد که با تغییر جهت حرکت قطار، معکوس می‌شود. با در نظر گرفتن بدنه گیربکس به عنوان یک جسم آزاد، نیروی F به طور مستقیم روی پینی که آویز نگهدارنده گیربکس به آن متصل است و در شکل ۱ نشان داده شد وارد می‌شود.

۴-۲- اعمال شرایط مرزی

بوژی، جوش و بازو به شکل تغییر شکل‌پذیر مدل می‌شوند. نیروی‌های وارده و شرایط مرزی و تکیه‌گاهی در شکل ۱۰ نشان داده شده است. این نیروها در یک مرحله^۱ به بازو می‌شوند.



شکل ۹- نیروهای وارده به الف) بیرینگ‌های ۱ و ۲ و ب) بیرینگ‌های ۳ و ۴

² Free
³ Tet
⁴ Shell
⁵ Explicit
⁶ Implicit

¹ Step

۶-۲- مشاهده نتایج المان محدود

با انجام شبیه‌سازی المان محدود نتایج مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۱۳ توزیع تنش در قسمت‌های مختلف بازوی گیربکس را نشان می‌دهد. شماره‌ها در شکل ۱۳ شماره‌های المان‌های نشان داده شده با رنگ قرمز در شکل می‌باشند.

برای بررسی خستگی در نرم افزار افای سیف^۱ تنش‌های مربوط به المان‌هایی که دارای حداکثر تنش است به نرم‌افزار برده شده است. با توجه به اینکه تمرکز تنش در نزدیکی جوش وجود دارد برای تخمین بهتر تنش‌های واقعی وارده، تنش‌های موجود در المان‌های نزدیک به جوش در نظر گرفته نشده است. المان‌های انتخاب شده در شکل ۱۴ نشان داده شده است که المان‌های زرد رنگ المان‌های بازو و المان‌های سبز رنگ المان‌های جوش می‌باشند. شماره‌ها در شکل ۱۴ شماره‌های المان‌های نشان داده شده با رنگ قرمز در شکل می‌باشند.

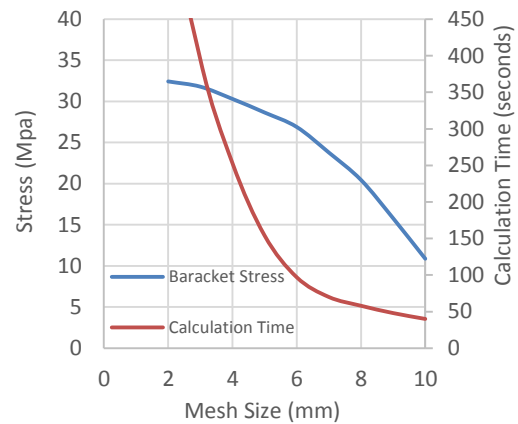
۷-۲- بررسی عمر خستگی

جهت بررسی خستگی جوش بازوی گیربکس از روش محاسبه خستگی جوش و معیار BS5400 استفاده شده است. پیش‌بینی عمر خستگی در نرم‌افزار افای سیف انجام شده است. برای پیش‌بینی عمر خستگی فایل خروجی نرم‌افزار آباکوس به نرم‌افزار افای سیف داده می‌شود.

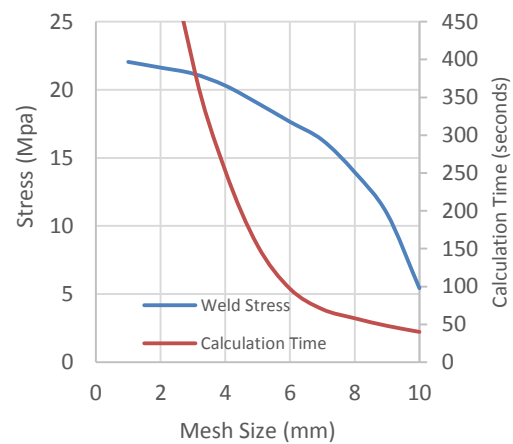
معیار BS5400 از منحنی‌های مشخصی برای جوش‌های مختلف که در نمودار شکل ۱۵ نشان داده شده است استفاده می‌کند. رابطه تنش-عمر در این نمودار توسط رابطه‌ی ۲۱ (برای عمر میانگین) تعیین شده است [۱۵].

$$N = \frac{K_0}{S^m} \quad (21)$$

که N تعداد سیکل، S تنش اسمی، K_0 ضریب ثابت در دسته بندی‌های خاص جوش‌ها و m شیب منحنی تنش-عمر بر روی نمودار لگاریتمی است. برای اکثر منحنی‌ها m دارای مقدار ۳ از قانون گسترش ترک پاریس^۲ است.

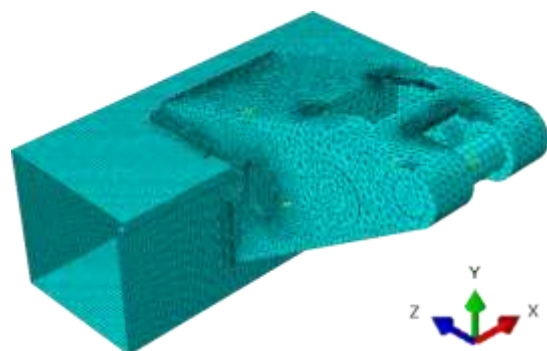


(الف)



(ب)

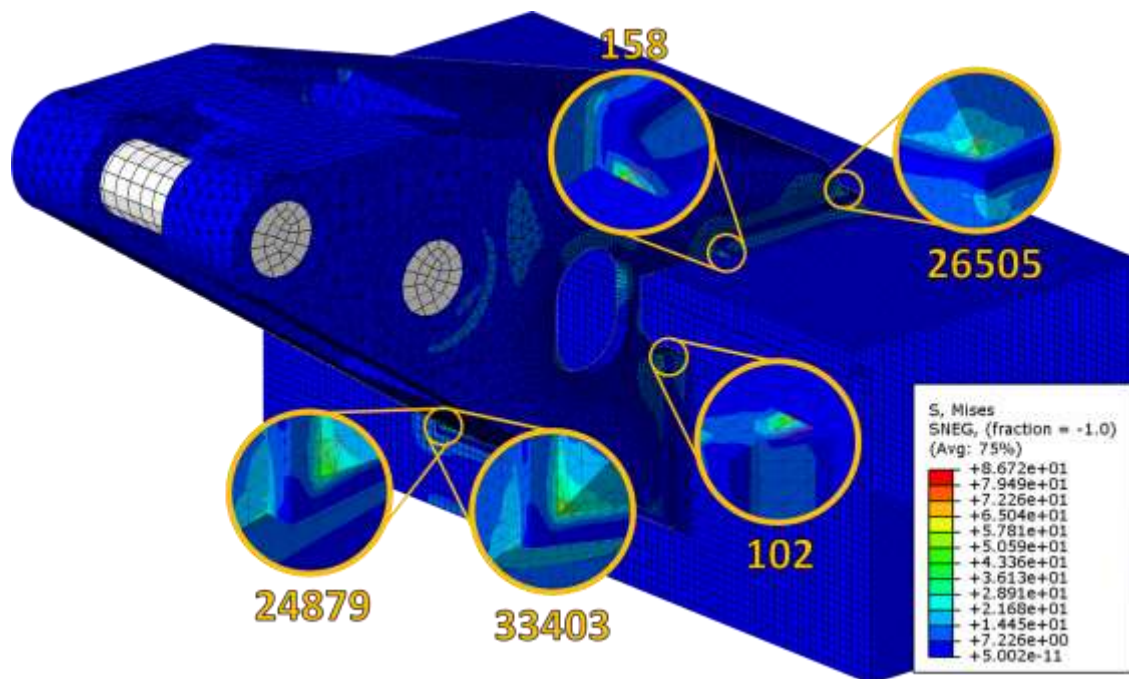
شکل ۱۱- نمودار حساسیت میزان تنش به اندازه المان و زمان حل (الف) برای بازو و (ب) برای جوش



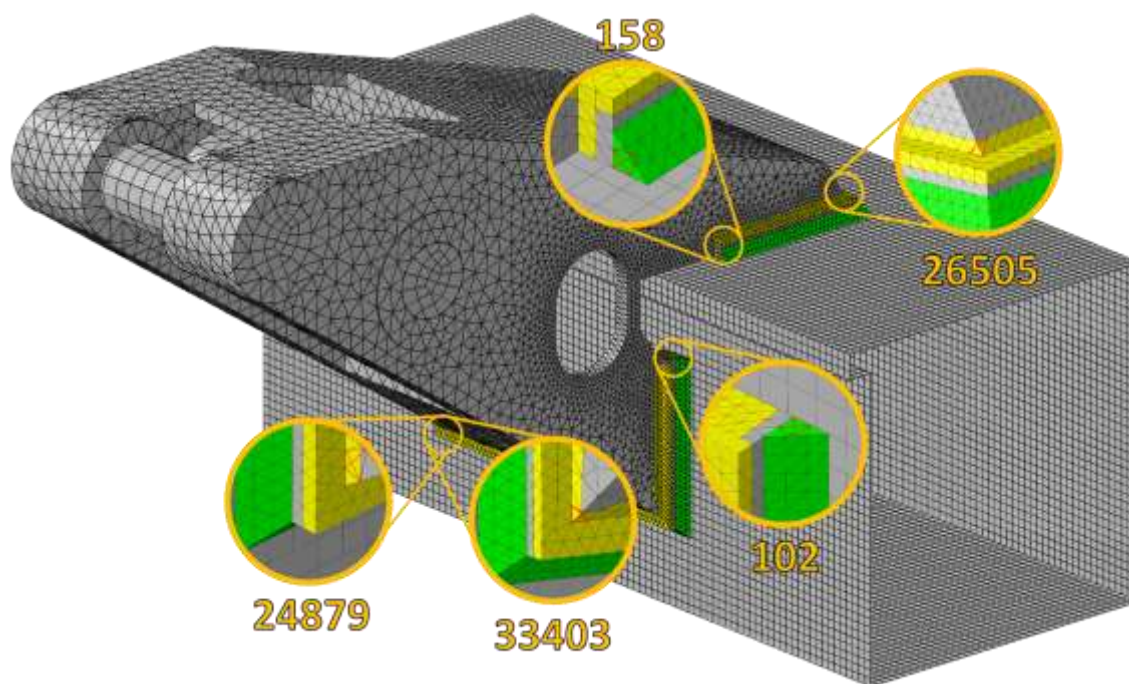
شکل ۱۲- نحوه مش‌بندی مدل

¹ F.E. Safe

² Paris' law



شکل ۱۳- توزیع تنش در قسمت‌های مختلف بازوی گیربکس و تعدادی از المان‌ها با تنش بالا



شکل ۱۴- المان‌های انتخاب شده برای بررسی خستگی (المان‌های زرد المان‌های بازو و المان‌های سبز المان‌های جوش می‌باشند)

۳- تخمین عمر تجربی

برای بررسی بارگذاری به صورت تجربی و تخمین عمر خستگی از داده‌های زمان، جریان، سرعت و ولتاژ موتور استفاده شده است. شرایط بارگذاری از جریان و ولتاژ موتور سرعت دورانی موتور که از داده‌های شرکت واگن‌سازی تهران در طی یک دوره کاری قطار استخراج شده است، بدست آمده است. با توجه به رابطه‌ی ۲۲، توان الکتریکی موتور از جریان و آمپر بدست می‌آید. در موتورهای کشنده^۱ توان مکانیکی حدود ۸۱ درصد توان خروجی است (رابطه ۲۳) که موتور ایجاد می‌کند [۱۶].

$$P = VI \quad (22)$$

که در آن P توان الکتریکی، I جریان و V ولتاژ موتور می‌باشند.

$$H = 0.81 P \quad (23)$$

با جایگذاری H در روابط (۲) الی (۲۰) و داشتن n در هر لحظه، و بدست آوردن اختلاف تمام نیروهای محوری (F) نمودار نیرو-زمان بدست می‌آید.

با توجه به این که در گزارشات زمان بوجود آمدن ترک‌ها پس از پیمودن ۶۰۰ هزار کیلومتر بوجود آمده است و طول خط ۴۰ کیلومتر می‌باشد، با تقسیم این دو عدد تعداد رفت و برگشت قطار تا رسیدن به ترک از رابطه ۲۳ بدست می‌آید.

$$N_m = \frac{600000}{40} = 15000 \quad (24)$$

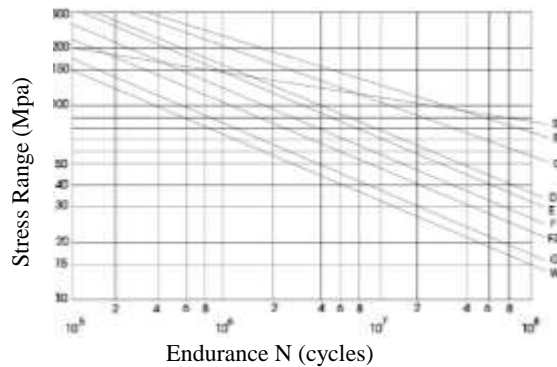
با داشتن تعداد رفت و برگشت قطار و تعداد شوک‌های وارد بر قطار (N_{hs} برای حرکت سریع‌السیر و N_r برای حرکت عادی) از نمودار نیرو-زمان می‌توان تعداد سیکل منجر به ترک را از رابطه ۲۴ استخراج نمود. باید توجه داشت که ۷۰٪ حرکت قطار عادی و ۳۰٪ سریع‌السیر می‌باشد.

$$N = (0.3 \times N_{hs} \times N_m) + (0.7 \times N_r \times N_m) \quad (25)$$

۴- مشخص کردن آزمایش‌ها جهت بررسی اثر

پارامترها

از جمله پارامترهایی که می‌توان با تغییر آن عمر خستگی را بهبود بخشید می‌توان به، طول خط جوش، ضخامت و جنس قطعه اشاره کرد.



شکل ۱۵- منحنی های تنش-عمر برای مقاطع جوشکاری شده [۱۵]

در نرم‌افزار افای سیف کاربر نوع جوش را تعیین می‌کند. این کار منحنی تنش-عمر را تعیین می‌کند که باید در تحلیل مدل یا گروه المان‌ها استفاده شود.

همچنین کاربر باید معیار طراحی را انتخاب کند. این پارامتر احتمال شکست را بر حسب تعداد انحراف معیار کمتر از عمر میانگین، تعیین می‌کند. مقدار صفر یک عمر میانگین (احتمال ۵۰٪) را محاسبه می‌کند. مثال‌هایی برای معیار طراحی در جدول ۳ آورده شده است.

المان‌های مطلوب، با توجه به تمرکز تنش جدا شده و برای هر کدام طبقه‌بندی خاصی صورت گرفته است. این طبقه‌بندی بستگی به نوع جوش و ترک‌هایی که بر اثر خستگی در آن و اطراف آن ایجاد شده است تعریف می‌شود. با توجه به ترک‌های بوجود آمده در جوش‌های متصل‌کننده بازو به بوژی برای گروه المان‌های بازو و نزدیک به جوش کلاس جوش W در نظر گرفته شده است که منحنی محافظه‌کارانه‌تری نسبت به سایر منحنی‌ها است. برای خود جوش نیز با توجه به این که بعضی از ترک‌ها روی جوش هستند از کلاس E استفاده شده است. معیار طراحی نیز ۲- (جدول ۳) در نظر گرفته شده است.

جدول ۳- معیار طراحی و احتمال شکست [۱۵]

معیار طراحی	احتمال شکست قبل از عمر محاسبه شده (%)
۰	۵۰
-۲	۲/۳
-۳	۰/۱۴

¹ Traction Motor

۵- نتایج و بحث بر روی نتایج

۵-۱- نتایج مربوط به میزان تنش حاصل از نرم افزار

آباکوس

در نتایج المان محدود بیشترین تنش روی بازو در محل نزدیک به جوش می باشد. مقدار این تنش برابر با ۸۶/۷۲ مگاپاسکال می باشد. همچنین مشاهده می شود که حداکثر میزان تنش (۸۶/۷۲ مگاپاسکال) از تنش تسلیم بازو و جوش (جدول ۱) کمتر است.

در جدول ۵ نتایج مربوط به بیشترین تنش متوسط در المان های انتخاب شده ارائه شده است.

جدول ۴- خواص مکانیکی جنس های مورد نظر [۱۸ و ۱۹]

جنس	چگالی (kg/m ³)	مدول یانگ (Gpa)	تنش تسلیم (Mpa)	استحکام کششی (Mpa)	ازدیاد طول (%)
CK22	۷/۸۵	۱۹۷	۲۹۰	۵۴۰	۶
ST37	۷/۸۵	۱۹۳	۲۲۵	۴۰۵	۲۴
CK60	۷/۸۵	۲۱۲	۶۳۰	۸۰۰	۵

جدول ۵- مقدار بیشترین تنش متوسط در المان های انتخاب شده

شماره المان	محل المان	مقدار تنش میانگین (مگاپاسکال)
۲۶۵۰۵	بازوی گیربکس (بازو نزدیک به جوش)	۳۰/۷۲
۲۴۸۷۹	بازوی گیربکس (بازو نزدیک به جوش)	۳۳/۲۹
۳۳۴۰۳	بازوی گیربکس (بازو نزدیک به جوش)	۴۲/۶۶
۱۵۸	جوش (محل اتصال به بازو)	۲۱/۱۹
۱۰۲	جوش (محل اتصال به بازو)	۱۸/۸۹

۵-۲- نتایج مربوط به میزان عمر خستگی از نرم افزار

افای سیف

با انجام تحلیل خستگی توسط نرم افزار افای سیف کمترین عمر خستگی محاسبه شده ۲۳۴۶۰۹ سیکل در المان شماره ۳۳۴۰۳ می باشد. در شکل ۱۷ توزیع عمر بر حسب لگاریتم عمر خستگی نشان داده شده است. مناطق قرمز رنگ نقاط احتمالی وقوع ترک را نشان می دهند.

با بررسی بازوی گیربکس مشاهده شد که ترک های خستگی از جوش متصل کننده بازو به بدنه ی بوژی آغاز می شوند. با توجه به تست های MT و PT محل ترک های

برای بررسی تاثیر پارامتر ضخامت، با توجه به پیشنهاد گارنی^۱ [۱۷] برای ورق های متصل به جوش های نواری عرضی سه ضخامت ۹، ۶ و ۱۲ میلی متر برای قسمت انتهایی بازوی گیربکس که به بوژی متصل است در نظر گرفته شده است تا تاثیر این پارامتر بر روی عمر خستگی بررسی شود.

برای بررسی تاثیر طول خط جوش، اندازه های ۶۴، ۱۲۸ و ۱۹۲ میلی متر برای طول خط جوش در قسمت انتهایی بازو (d_1) و اندازه های ۳۳، ۶۶ و ۱۰۰ میلی متر برای طول خط جوش های کناری بازو (d_2) در نظر گرفته شده است. شکل ۱۶ اندازه های d_1 و d_2 را نشان می دهد.

جنس قطعه از فولاد CK25 (استاندارد DIN) می باشد. با بررسی دیگر جنس های فولاد با توجه به قیمت آنها CK22، ST37 و CK60 انتخاب شده اند. خواص الاستیک این جنس ها بررسی شده است. خواص الاستیک شامل چگالی و مدول الاستیسیته می شود. چگالی برای تمامی فولادها تقریباً برابر و مقدار آن ۷/۸۵ kg/m³ است. مدول الاستیسیته نیز تقریباً برای تمامی فولادها برابر ۲۰۰ مگاپاسکال در نظر گرفته شده است. اما با توجه به مقاله ماهندران^۲ [۱۸] مقدار دقیق آن را می توان از معادله ۲۵ بدست آورد:

$$E = 130 t^{-0.04} F_y^{0.09} \quad (26)$$

استحکام تسلیم (مگاپاسکال)، F_y ، ضخامت (میلی متر)، t با توجه به معادله ۷، مدول الاستیسیته جنس های مورد نظر با احتساب ضخامت ۹ میلی متر محاسبه شده و در جدول ۴ آورده شده است.

برای مشخص کردن آزمایش ها از روش طراحی عاملی کامل استفاده شده است. با سه سطح و سه پارامتر، تعداد کل آزمایش ها برابر ۲۷ می شود. این روش به دلیل انجام کل آزمایش ها بالاترین دقت را دارا می باشد.



شکل ۱۶- اندازه طول خط جوش ها (d_1 و d_2)

¹ Gurney

² Mahendran

۳-۵- نتایج مربوط به تخمین عمر تجربی

با جایگذاری H از رابطه (۱۲) در روابط (۲) الی (۲۰) و داشتن n در هر لحظه، و بدست آوردن اختلاف تمام نیروهای محوری (F) نمودار نیرو-زمان بدست می‌آید. نمودار نیرو-زمان مطابق شکل ۱۹ بدست می‌آید.

از شکل ۱۸ مشاهده می‌شود که در حرکت سریع السیر ۸ بار (N_{ms}) و در حرکت عادی ۱۸ بار (N_r) نیرو به بیشترین مقدار خود می‌رسد (شوک های وارده بر بازوی گیربکس). با توجه به اینکه ۷۰٪ حرکت قطار عادی و ۳۰٪ سریع السیر می‌باشد، با توجه به مقدار $N_m = 15000$ (تعداد رفت و برگشت تا رسیدن به ترک) که از رابطه (۲۴) بدست آمد، مقدار N از رابطه (۲۵)، برابر با ۲۲۵۰۰۰ سیکل می‌شود.

۴-۵- طرح عاملی کامل^۱

در جدول ۶ طرح عاملی ایجاد شده برای آزمایش‌ها و نتایج بدست آمده از نرم‌افزار افای سیف با انجام آزمایش‌ها مشاهده می‌شود.

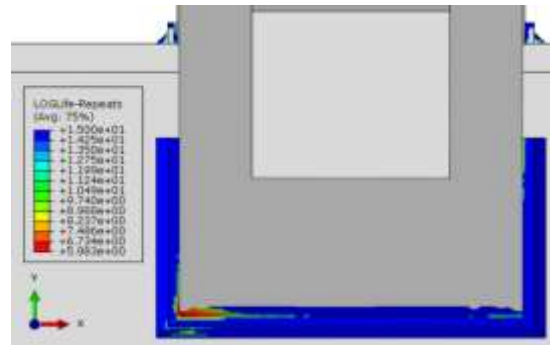
۵-۵- بررسی کفایت مدل^۲

هدف از مدل سازی آماری، پیش بینی خروجی‌های فرآیند، امکان بررسی و اعمال تغییرات، و یافتن مقادیر بهینه‌ی پارامترها می‌باشد. تحلیل آماری واریانس داده‌ها که در جدول ۷ ارائه شده است به منظور معرفی سطح اطمینان آماری پارامترهای فرآیند انجام می‌شود.

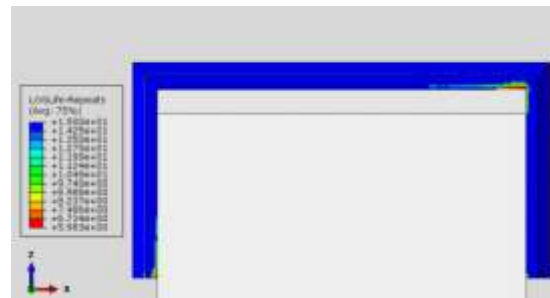


شکل ۱۹- نمودار نیرو-زمان

مشاهده شده در بازوی گیربکس نیز بسیار نزدیک به نقاط بحرانی در نتایج نرم افزار افای سیف می‌باشد. در شکل ۱۸ نتایج تجربی با نتایج المان محدود مقایسه شده اند.

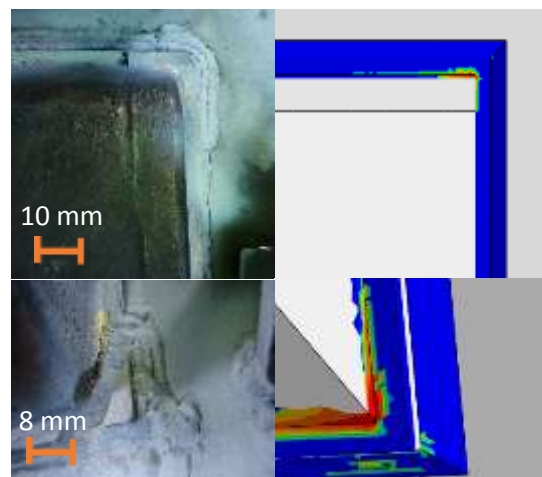


(الف)



(ب)

شکل ۱۷- نتایج حاصل از محاسبات خستگی در نماهای (الف) روبرو و (ب) بالا



شکل ۱۸- مقایسه نتایج تجربی با نتایج المان محدود

¹ Full Factorial

² Model Adequacy Checking

جدول ۷- تحلیل واریانس داده ها

مقدار P	مقدار F	میانگین مربعات	جمع مربعات	درجه آزادی	مدل
۰.۰۰۰	۱۱۸۲۳۶۵	۱۲۰۲۵.۳	۲۱۶۴۵۵	۱۸	مدل
۰.۰۰۰	۳۴۸۲۲.۵۰	۳۵۴۱۶.۳	۲۱۲۴۹۸	۶	ترم های خطی
۰.۰۰۰	۹۴۹۵۳.۷۴	۹۶۵۷۳.۰	۱۹۳۱۴۶	۲	طول خط جوش
۰.۰۰۰	۵۰۷.۹۰	۵۱۶.۶	۱۰۳۳	۲	جنس
۰.۰۰۰	۹۰۰۵.۸۶	۹۱۵۹.۴	۱۸۳۱۹	۲	ضخامت
۰.۰۰۰	۳۲۴.۲۳	۳۲۹.۸	۳۹۵۷	۱۲	ترم های تعاملی
۰.۰۰۰	۹۶.۷۸	۹۸.۴	۳۹۴	۴	طول خط جوش و جنس
۰.۰۰۰	۸۶۸.۹۰	۸۸۳.۷	۳۵۳۵	۴	طول خط جوش و ضخامت
۰.۰۱۰	۷.۰۲	۷.۱	۲۹	۴	جنس و ضخامت
		۱.۰	۸	۸	خطا
			۲۱۶۴۶۳	۲۶	کل

جدول ۶- لیست آزمایش ها و عمر خستگی بدست آمده از آزمایش ها

شماره آزمایش	طول جوش (d ₁ +d ₂) (میلی متر)	جنس	ضخامت (میلی متر)	عمر خستگی (تعداد سیکل)
۱	۱۰۰.۱۹۲	CK 22	۱۲	۳۰۰۵۵۷
۲	۳۳.۶۴	CK 22	۹	۷۰۷۱۴
۳	۳۳.۶۴	CK 60	۱۲	۷۹۹۰۰
۴	۳۳.۶۴	CK 60	۶	۵۵۹۴۰
۵	۱۰۰.۱۹۲	ST 37	۹	۲۴۴۱۰۳
۶	۱۰۰.۱۹۲	CK 60	۹	۲۲۲۷۱۴
۷	۶۶.۱۲۸	CK 60	۹	۱۹۷۴۳۶
۸	۳۳.۶۴	ST 37	۱۲	۸۳۳۷۹
۹	۶۶.۱۲۸	CK 60	۱۲	۲۴۶۱۰۷
۱۰	۳۳.۶۴	ST 37	۶	۵۷۸۹۰
۱۱	۶۶.۱۲۸	ST 37	۹	۲۱۱۲۶۹
۱۲	۱۰۰.۱۹۲	CK 60	۱۲	۲۷۹۳۹۹
۱۳	۱۰۰.۱۹۲	CK 60	۶	۲۰۹۹۸۵
۱۴	۱۰۰.۱۹۲	ST 37	۶	۲۲۹۴۱۱
۱۵	۱۰۰.۱۹۲	CK 22	۶	۲۲۵۰۱۱
۱۶	۳۳.۶۴	CK 22	۱۲	۸۲۶۱۴
۱۷	۶۶.۱۲۸	CK 22	۹	۲۰۸۱۸۱
۱۸	۶۶.۱۲۸	CK 60	۶	۱۷۳۱۵۱
۱۹	۱۰۰.۱۹۲	CK 22	۹	۲۳۹۲۶۳
۲۰	۱۰۰.۱۹۲	ST 37	۱۲	۳۰۶۷۶۲
۲۱	۶۶.۱۲۸	CK 22	۱۲	۲۶۰۰۹۴
۲۲	۶۶.۱۲۸	ST 37	۶	۱۸۴۴۲۴
۲۳	۳۳.۶۴	CK 60	۹	۶۸۵۵۰
۲۴	۶۶.۱۲۸	CK 22	۶	۱۸۱۹۱۴
۲۵	۶۶.۱۲۸	ST 37	۱۲	۲۶۴۱۲۶
۲۶	۳۳.۶۴	ST 37	۹	۷۱۳۲۳
۲۷	۳۳.۶۴	CK 22	۶	۵۷۴۶۳

توان دو باقی مانده میانگین و توان دو باقی مانده (R^2_{adj}) و (R^2) از آنالیز واریانس بدست آمده است و به کمک جدول ۸ مشخص می شوند.

مقدار R^2_{adj} ۹۸/۷۸٪ برای مقدار بسیار مطلوبی است و نشان می دهد مدل حاصل ۹۸٪ داده ها را پوشش داده است. نمودار نرمال بودن باقی مانده ها در شکل ۲۰ قابل مشاهده است.

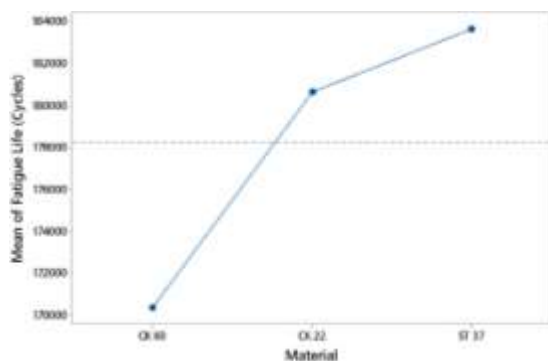
همانطور که مشاهده می شود خط راستی که از میان این نقاط رسم شده است تقریباً همه داده ها را پوشش داده است و نرمال بودن باقیمانده ها تایید می شود و مدل از کفایت مطلوب برخوردار است.

استقلال داده ها نسبت به زمان در شکل ۲۱ نشان داده شده است.

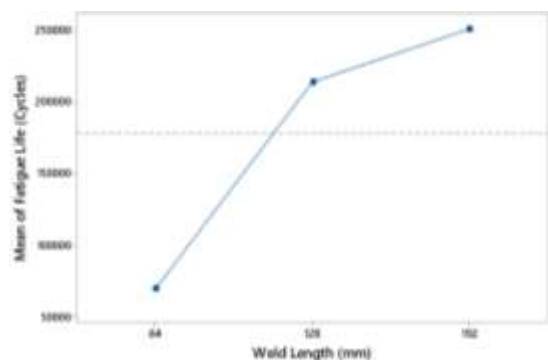
شکل ۲۳ نشان دهنده اثر طول خط جوش بر میانگین عمر خستگی بازوی گیربکس می باشد.

با توجه به شکل ۲۳ با افزایش طول خط جوش عمر افزایش پیدا می کند. علت این امر رابطه معکوس تنش نرمال ناشی از خمش با مربع طول خط جوش می باشد که با افزایش طول خط جوش تنش نرمال کاهش می یابد [۲۰] و در نتیجه عمر خستگی افزایش پیدا می کند. همچنین مشاهده می شود که شیب نمودار از ۶۴ به ۱۲۸ میلی متر بیشتر از ۱۲۸ به ۱۹۲ میلی متر است. دلیل این امر این است که طول خط جوش از ۶۴ به ۱۲۸ میلی متر ۲ برابر می شود اما از ۱۲۸ به ۱۹۲ میلی متر ۱/۵ برابر می شود. با توجه به رابطه ی تنش با معکوس مربع طول خط جوش این ضرایب به توان دو می رسند.

در شکل ۲۴ اثر ضخامت بر میانگین عمر خستگی بازوی گیربکس نشان داده شده است.



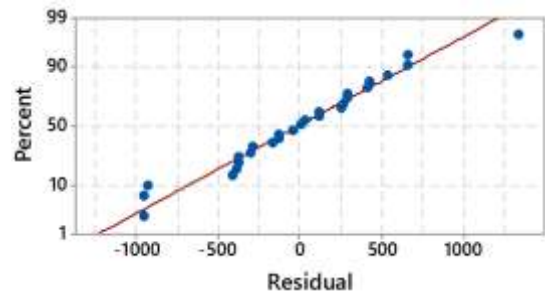
شکل ۲۲- اثر جنس بر میانگین عمر خستگی بازوی گیربکس در نیروهای F و W



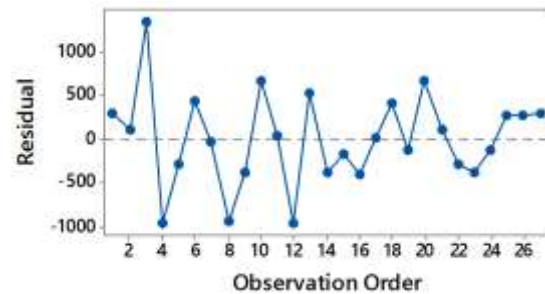
شکل ۲۳- اثر طول خط جوش بر میانگین عمر خستگی بازوی گیربکس در نیروهای F و W

جدول ۸- باقی مانده

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
۱/۰۰۸۴۹	٪۹۸/۸۷	٪۹۸/۷۸	٪۹۸/۵۷



شکل ۲۰- نمودار نرمال باقی مانده ها



شکل ۲۱- نمودار استقلال داده ها نسبت به زمان

همانطوری که مشاهده می شود خطوط رسم شده در این نمودار با توجه به تغییرات زمان به صورت جهت داری تغییر نمی کند و همچنین این نمودار از الگوی خاصی تبعیت نمی کند که دلالت بر استقلال داده ها نسبت به زمان دارد.

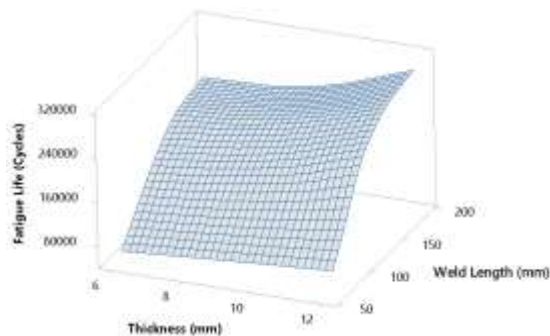
۵-۶- بررسی اثر تکی پارامترها بر عمر خستگی

شکل ۲۲ اثر جنس بر میانگین عمر خستگی بازوی گیربکس را نمایش می دهد.

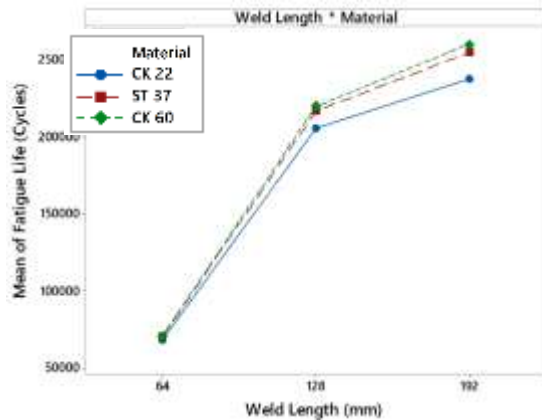
با توجه به نمودار ملاحظه می گردد که جنس فولاد CK60 پایین ترین سطح عمر خستگی را دارد و به همین ترتیب طبق شکل جنس های CK22 و ST37 عمر خستگی بالاتری دارند. دلیل این امر با بررسی تنش در مدل المان محدود مشخص شد. در مدل المان محدود مشاهده می شود که تنش در جنس CK60 بالاتر از بقیه جنس ها و در جنس ST37 پایین تر از دو جنس دیگر است. در نتیجه عمر خستگی در ST37 بالاتر از دو جنس دیگر می باشد.

جدول ۹- مقدار تنش میانگین المان ۱۵۸ روی جوش در سه ضخامت ۰.۹، ۶ و ۱۲ میلی‌متر

ضخامت (میلی‌متر)	مقدار تنش میانگین (مگاپاسکال)
۶	۲۲/۸۹
۹	۲۱/۱۹
۱۲	۱۸/۳۹



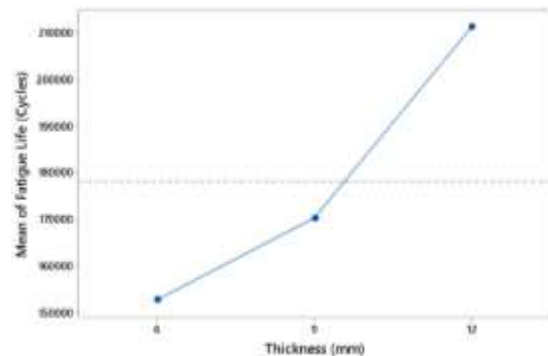
شکل ۲۵- اثر متقابل دو پارامتر طول خط جوش و ضخامت بر میانگین عمر خستگی



شکل ۲۶- اثر متقابل دو پارامتر جنس و طول خط جوش بر میانگین عمر خستگی

همانطور که از شکل ۲۶ مشاهده می‌شود عمر خستگی در تمامی جنس‌ها، با افزایش طول خط جوش افزایش پیدا می‌کند.

شکل ۲۷ اثر متقابل دو پارامتر طول جنس و ضخامت بر میزان عمر خستگی بازوی گیربکس را با اندازه‌ی میانگین طول خط جوش میانگین نشان می‌دهد.



شکل ۲۴- اثر ضخامت بر میانگین عمر خستگی بازوی گیربکس در نیروهای F و W

با توجه به شکل ۲۴ عمر خستگی در ضخامت ۱۲ میلی‌متر بیشتر از ۹ میلی‌متر و در ۹ میلی‌متر بیشتر از ۶ میلی‌متر است. علت این امر با بررسی تنش در مدل المان محدود که نتایج آن در جدول ۱۰ آمده است توجیه می‌شود. با توجه به جدول ۹ با افزایش ضخامت تنش کاهش می‌یابد و در نتیجه عمر خستگی افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود شیب افزایش ضخامت ۹ به ۱۲ میلی‌متر بیش از ۶ به ۹ میلی‌متر است که علت این امر نیز با توجه به جدول ۹ قابل توجیه است. از جدول ۹ مشاهده می‌شود که شیب کاهش تنش از ۶ به ۹ میلی‌متر کمتر از شیب کاهش تنش از ۹ به ۱۲ میلی‌متر است. با ثابت بودن شیب منحنی تنش-عمر که در شکل ۱۷ نشان داده شد، شیب افزایش عمر از ۶ به ۹ میلی‌متر باید کمتر از شیب افزایش عمر از ۹ به ۱۲ میلی‌متر باشد.

۵-۷- بررسی اثر متقابل پارامترها

یکی از مهمترین مسائل در طراحی آزمایش‌ها، بررسی تقابل بین عامل‌ها است. در آزمایش‌های صنعتی تقابل بین عامل‌ها بسیار رایج می‌باشد. شکل ۲۵ اثر متقابل دو پارامتر طول خط جوش و ضخامت بر میزان عمر خستگی بازوی گیربکس را به صورت سه بعدی نشان می‌دهد.

با توجه به نمودار شکل ۲۵ دیده می‌شود که با افزایش طول خط جوش و ضخامت، عمر خستگی افزایش پیدا کرده است.

در شکل ۲۶ اثر متقابل دو پارامتر جنس و طول خط جوش بر میزان عمر خستگی بازوی گیربکس ارائه شده است.

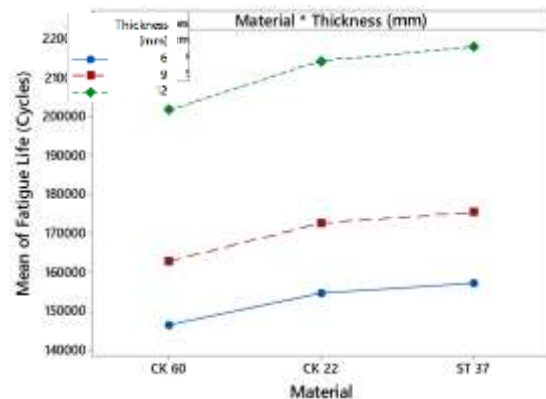
افزایش طول خط جوش می‌باشد. با دو برابر شدن طول خط جوش (از ۶۴ به ۱۲۸ میلی‌متر) میانگین عمر خستگی ۲۰۶/۹۱٪ افزایش پیدا می‌کند. با ۱/۵ برابر شدن طول خط جوش (از ۱۲۸ به ۱۹۲ میلی‌متر) میانگین عمر خستگی ۱۷/۱۵٪ بیشتر می‌شود.

در بررسی پارامتر ضخامت با افزایش ضخامت افزایش عمر خستگی قابل مشاهده است که با بررسی تنش این امر توجیه شد. با افزایش ضخامت از ۶ به ۹ میلیمتر میانگین عمر خستگی ۱۱/۵۱٪ افزایش پیدا می‌کند. همچنین با افزایش ضخامت از ۹ به ۱۲ میلیمتر میانگین عمر خستگی ۲۴/۰۸٪ افزایش پیدا می‌کند.

با توجه به نتایج بدست آمده طول خط جوش ۱۹۲ میلی‌متر در انتها و ۱۰۰ میلی‌متر در کناره‌ها با جنس فولاد ST37 و ضخامت ۱۲ میلی‌متر بیشترین عمر خستگی را دارد. عمر خستگی با این سه پارامتر برابر با ۳۰۶۷۶۲ سیکل می‌باشد که با مقایسه با مدل اولیه با عمر ۲۳۴۶۰۹ سیکل، ۳۰/۷۵٪ بهبود یافته است.

۷- مراجع

- [1] Luo RK, Gabbittas BL, Brickle BV (1996) Dynamic stress analysis of an open-shaped railway bogie frame. Eng Fail Anal 3(1): 53-64.
- [2] Sun YQ, Dhanasekar M (2002) A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system. Int J Solids Struct 39(5): 1337-1359.
- [3] Zhang W, Wu P, Wu X, Zeng J (2006) An investigation into structural failures of chinese high-speed trains. Eng Fail Anal 13(3): 427-441.
- [4] Desimone H, Beretta S (2006) Mechanisms of mixed mode fatigue crack propagation at rail butt-welds. Int J Fatigue 28(5-6): 635-642.
- [5] Asadi Lari A, Kapoor A (2008) An investigation to the influence of bogie direction reversal on equalizing rail vehicle wheel wear. Wear 265(1-2): 65-71.
- [6] Lučanin VJ, Simić GŽ, Milković DD, Čuprić NL, Golubović SD (2010) Calculated and experimental analysis of cause of the appearance of cracks in the running bogie frame of diesel multiple units of Serbian railways. Eng Fail Anal 17(1): 236-248.
- [7] Kim JS, Yoon HJ (2011) Structural behaviors of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains under critical load conditions. Procedia Eng 10: 2375-2380.



شکل ۲۷- اثر متقابل دو پارامتر جنس و ضخامت بر میانگین عمر خستگی

با توجه به شکل ۲۷ و نمودار جنس-ضخامت در هر سه ضخامت ابتدا عمر خستگی برای جنس ST37 بیشتر است و بعد از آن CK 60 و CK 22 می‌باشند. همچنین برای هر سه جنس ضخامت ۱۲ میلی‌متر بیشترین عمر را داراست و بعد از آن به ترتیب ضخامت‌های ۹ و ۶ میلی‌متر می‌باشند. با توجه به نمودارهای مستقل جنس و ضخامت برای عمر خستگی، این نتیجه قابل پیش بینی بود.

۶- نتیجه‌گیری

حداکثر تنش در مدل المان محدود ۸۶/۷۲ مگاپاسکال و عمر خستگی محاسبه شده برابر با ۲۳۴۶۰۹ سیکل می‌باشد که با مقدار تجربی ۲۲۵۰۰۰ هزار سیکل ۴/۲۷٪ تفاوت دارد که تخمین خیلی خوبی می‌باشد.

با بررسی کفایت مدل فاکتوریل کامل طراحی آزمایش. مقدار ۹۸/۷۸٪ برای R^2_{adj} برای کفایت مدل بدست آمد که مقدار بسیار مطلوبی است و نشان می‌دهد مدل حاصل ۹۸٪ داده‌ها را پوشش داده است.

در بررسی تاثیر پارامترهای جنس، فولاد CK60 پایین‌ترین عمر خستگی را دارا بود. دلیل این امر با بررسی تنش توجیه شد. با تغییر جنس CK60 به CK22 میانگین عمر خستگی ۶/۰۴٪ افزایش پیدا می‌کند. همچنین با تغییر CK22 به ST37 میانگین عمر خستگی ۱/۶۲٪ بیشتر می‌شود. در بررسی پارامتر طول خط جوش، مشاهده شد که هر چه طول خط جوش افزایش می‌یابد عمر خستگی نیز بیشتر می‌شود که علت آن کاهش تنش خمشی در جوش‌ها با

- [15] Fe-safe documentation and user-manual, safe technology limited.
- [16] Andreas steimel electric traction - motive power and energy supply: Basics and practical experience oldenbourg industrieverlag (2008) Chapter 6, Induction traction motors and their control.
- [17] Gurney TR (1995) Thickness effect in 'relatively thin welded joints'. The Welding Institute Abington Hall, Abington, Cambridge CB1 6AL.
- [18] Mahendran M (1996) The modulus of elasticity of steel - is it 200 GPa. Thirteenth International Specialty Conference on Cold-Formed Steel Structures, Missouri S&T. Louis, Missouri 641-648.
- [19] ZOLLERN Steel Profiles, ZOLLERN GmbH & Co. KG, Germany. www.zollern.com
- [20] Budynas RG, Nisbett JK, Shigley JE (2011) Shigley's mechanical engineering design. McGraw-Hill, New York.
- [8] Fu D, Wang W, Dong L (2015) Analysis on the fatigue cracks in the bogie frame. Eng Fail Anal 58(1): 307-319.
- [9] Li J, Wang J, Li X, Yang J, Wang H (2015) The experiment study for fatigue strength of bogie frame of Beijing subway vehicle under overload situation. TOMEJ 9: 260-265.
- [10] Yang J, Yang M, Li X, Wang X (2015) Strength analysis and experiment of high speed railway gearbox bracket. TOMEJ 9: 266-270.
- [11] China steel suppliers, Longhai special steel, Copyright Notice © 1999-2012, Steelgr.com.
- [12] Database of Steel and Alloy (Marochnik) © 2003 – 2016, All rights reserved.
- [13] Sorex Welding Co., Ltd. No.68, Ln 358, Sec. 2, Wenhua Rd., Rende Dist., Tainan City 717, Taiwan.
- [14] NTN Corporation (2014) Bearing load calculation. In: Ball and roller bearings.