

## تخمین عمر رشد ترک زیرسطحی در چرخ واگن مسافری سامانه ریلی ایران

رحمت‌ا... قاجار<sup>۱</sup>، جواد علیزاده کاکلر<sup>۲</sup>  
J\_alizadeh@dena.kntu.ac.ir

پذیرش مقاله: ۸۹/۰۶/۰۲

دریافت مقاله: ۸۹/۰۳/۰۱

### چکیده

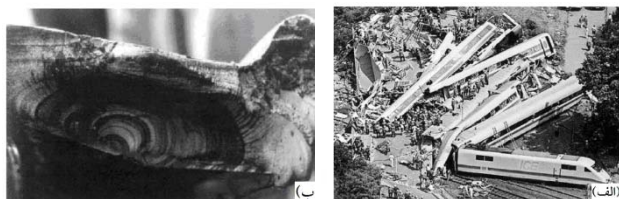
در دهه اخیر، کاهش نرخ سایش، افزایش بار محوری چرخ‌ها و سرعت سیر قطارها، مکانیزم اصلی آسیب چرخ‌های فولادی را از سایش به خستگی تماس غلتشی تغییر داده است. خستگی تماس غلتشی باعث ایجاد ترک‌های سطحی و زیرسطحی می‌شود. ترک‌های سطحی در تقابل با سایش عمدتاً از بین می‌روند اما ترک‌های زیرسطحی رشد کرده و منتج به شکست‌های عمیق‌تر و سانحه‌خیزتر می‌شوند. در این مطالعه، عمر یک چرخ فولادی در سامانه ریلی ایران با فرض دارا بودن یک ترک زیرسطحی بیضوی با استفاده از روش اجزا محدود تحت شرایط خستگی تماس غلتشی تخمین زده شده است. برای این منظور از مدل‌سازی سه‌بعدی و تحلیل اجزا محدود چرخ ترک‌دار با قطر ۹۲۰ میلی‌متر و جنس R7T و ریل UIC60 در نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است. پس از استخراج تاریخچه ضرایب شدت تنش ترک زیرسطحی طی یک دور غلتش چرخ روی ریل، با استفاده از دو مدل تاناکا و لیسو - ماهادوان ضریب شدت تنش معادل محاسبه شده و نهایتاً به کمک رابطه والکر عمر چرخ تخمین زده شده است. این مقاله معیاری از طول بحرانی ترک و عمر رشد ترک زیرسطحی به صورت بومی را به عنوان الزامات بازدهی‌های چرخ در حال سیر، به دست می‌دهد.

### کلید واژه:

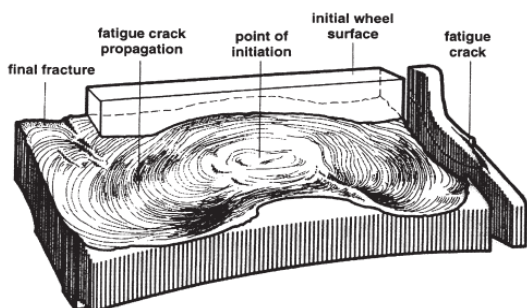
خستگی تماس غلتشی - ترک زیرسطحی - عمر رشد - سایش - عمر چرخ

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۲- دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی



شکل (۱): (الف) سانحه قطار آلمانی در سال ۱۹۹۸ (ب) سطح شکست بانداژ چرخ عامل سانحه در اثر RCF [۳].



شکل (۲): نمایش چگونگی رشد واقعی یک ترک خستگی ایجاد شده در عمق ۴ میلیمتری. رشد محیطی ترک حدود ۳۰۰ میلیمتر و بیشترین عمق آن زیر سطح غلتش ۱۴ میلیمتر است [۵].

در سال‌های اخیر تلاش‌های زیادی برای بررسی رشد ترک‌های زیرسطحی در سامانه ریلی انجام شده است. در سال ۲۰۰۰، گلودز و رن [۸] یک مدل محاسباتی عمومی، برای مدل‌سازی رشد خستگی ترک زیرسطحی تحت بارهای تماسی سیکیلی در اجزاء مکانیکی ارائه نمودند. مدل مذکور با اطمینان رشد ترک خستگی زیرسطحی را تحت شرایط بارگذاری تماسی شبیه‌سازی نمود. گاکلیانو و ورگانی [۹] در سال ۲۰۰۳ یک رهیافت چندمنظوره برای تحلیل ترک‌های داخلی موجود در چرخ تحت بارگذاری هرترزی ارائه دادند. اساس این رهیافت، محاسبات تحلیلی میدان جابه‌جایی در چرخ و اعمال آن به عنوان شرایط مرزی در یک تحلیل اجزا محدود ناحیه‌ی نزدیک ترک چرخ بود. در ادامه لانسلر و کابو [۱۰] در سال ۲۰۰۴ به بررسی تغییرشکل ترک‌های زیرسطحی در چرخ‌های فولادی، تحت شرایط تماس غلتشی پرداختند. در این مطالعه آن‌ها یک مدل اجزا محدود دوبعدی از چرخ فولادی حاوی ترک زیرسطحی را تحت بارهای تماسی هرترزی ارائه داده و در آن مشخصات الاستوپلاستیک ماده را همراه با سخت‌شوندگی غیرخطی به‌کار گرفتند. نتایج عددی مطالعه‌ی آن‌ها نشان داد که تغییرشکل‌های مود I قابل صرف‌نظر هستند. علاوه‌براین دامنه بار و هندسه تماس نقش حیاتی در جابه‌جایی‌های مماسی سطح ترک ایفا می‌کنند. بوغدانسکی و تراجر [۱۱] در سال ۲۰۰۴ به ارائه‌ی مفهومی یک مدل اجزاء محدود چند اندازه‌ای بدون بعد پرداختند که بتواند تعداد مدل‌های مورد نیاز برای

## ۱- مقدمه

تمامی اشکال واماندگی فلزات که مربوط به سیکل‌های تنش تماسی تکرار شونده است، خستگی تماس غلتشی<sup>۱</sup> (RCF) نامیده می‌شود [۱]. خستگی تماس غلتشی جزء دسته‌ای از آسیب‌هاست که در سطح چرخ (ویا ریل) و یا زیر سطح آن ظاهر می‌شود. در هر دو مورد، این پدیده نتیجه تکرار اعمال تنش بیش از حد بر سطح ماده یا زیر آن توسط صدها، هزاران یا میلیون‌ها سیکل تماس شدید چرخ و ریل می‌باشد.

مشکل RCF در راه‌آهن از سال ۱۹۹۰ رشد کرده و در سال ۲۰۰۰ با افزایش موارد خروج از خط مورد توجه جهانی قرار گرفت. بر طبق آمارهای مدیریت فدرال راه‌آهن آمریکا (FRA<sup>۲</sup>)، ظرف هشت سال یعنی از سال ۱۹۹۵ تا ۲۰۰۲، RCF عامل اصلی ۱۲۲ مورد خروج از خط بوده و در بیش از ۱۶۰ مورد به خروج از خط کمک کرده است [۲]. شکل (۱) تصویری از سانحه مربوط به قطار سرعت بالای مسیر مونیخ - هامبورگ که در سال ۱۹۹۸ به وقوع پیوست را نشان می‌دهد. علت این سانحه شکست بانداژ یک چرخ در اثر رشد ترک زیرسطحی تحت شرایط RCF تشخیص داده شد.

علاوه‌بر بحث ایمنی، هزینه‌های مالی RCF قابل توجه است. یک مطالعه انجام گرفته در اروپا نشان می‌دهد، هزینه‌های مربوط به پدیده‌ی RCF در شبکه ریلی اروپا شامل بازرسی، تأخیر قطارها، جایگزینی ریل، تعمیرات و خروج از خط واگن‌ها حدود ۳۰۰ میلیون یورو در سال است [۲].

دو فرآیند اصلی حاکم بر RCF هستند: جوانه‌زنی ترک و رشد آن. این دو فرآیند به وسیله‌ی برخی از عوامل مانند: شرایط محیطی، پروفیل‌های چرخ و ریل، قوس ریل‌ها، جنس چرخ و ریل، نحوه روانکاری، مشخصات واگن و غیره تحت تأثیر قرار می‌گیرند. رشد ترک‌های RCF به دو شکل سطحی و زیرسطحی مطرح است. ترک‌های سطحی در تقابل با سایش عمدتاً از بین می‌روند اما ترک‌های زیرسطحی رشد کرده و منتج به شکست‌های عمیق‌تر و سانحه‌خیزتر می‌شوند. خطرناک‌ترین نوع واماندگی خستگی چرخ‌های راه‌آهن ناشی از رشد ترک‌های ایجاد شده در زیر سطح است. ترک‌های زیرسطحی در چرخ‌های فولادی می‌تواند از ۴ تا بعضاً ۲۰ میلیمتر زیر سطح ایجاد شوند. علت ایجاد ترک‌های زیرسطحی در کنار ترک‌های سطحی، بیشتر بودن سخت‌شوندگی ماده در سطح، وجود تنش‌های پسماند فشاری در سطح و وجود عیوب مادی زیرسطحی است [۴]. چگونگی رشد یک ترک زیرسطحی در شکل (۲) نشان داده شده است. مبسوط مباحث مربوط به خستگی تماس غلتشی به صورت جداگانه در مورد چرخ و ریل در [۶ و ۷] قابل دسترسی است.

## ۲- مدل سازی اجزا محدود و حل مسئله در نرم افزار آباکوس<sup>۳</sup>

مراحل مختلف مدل سازی و حل مسئله تماس چرخ دارای ترک زیرسطحی با ریل در نرم افزار اجزا محدود آباکوس نسخه 6.7 صورت گرفته است. برای مدل سازی هندسی چرخ، از پروفیل ORE-S1002 که در حال حاضر پروفیل مورد استفاده در تراش چرخ های سامانه ریلی ایران است، استفاده گردید. این پروفیل در استاندارد UIC 2-510 [۱۴] تعریف شده است. سایر قسمت های هندسه سطح مقطع چرخ نیز با استفاده از استاندارد UIC 1-515 [۱۵] (شکل ۳ الف)) مدل شد. نوع چرخ انتخابی برای این مطالعه، منوبوک با قطر ۹۲۰ میلیمتر است که قطر چرخ نو مورد استفاده در سامانه ریلی ایران می باشد. مبدأ دستگاه مختصات مرجع، روی محور چرخ و در محل سطح داخلی قرار داده شده است. موقعیت محورهای مختصات در شکل (۴) نشان داده شده است.

با توجه به غیرخطی بودن تحلیل تماس، لازم است تا برای بدست آوردن جواب های دقیق تر، در ناحیه تماس چرخ و ریل و نیز اطراف ترک از المان های ریز (اندازه حدودی ۳ میلیمتر) استفاده شود. بنابراین در قسمت مدل سازی هندسی، قطاعی از سطح چرخ و حول ناحیه تماس با اندازه محیطی ۱۰ درجه، اندازه شعاعی ۲۰ میلیمتر و اندازه محوری ۵۰ میلیمتر (از  $y = 40 \text{ mm}$  تا  $y = 90 \text{ mm}$ ) به عنوان یک جزء<sup>۴</sup> جدید تعریف شده است. با این تعریف می توان در این ناحیه از المان ریز و در سایر قسمت های چرخ که به دلیل دوری از منطقه تماس و صفر بودن تقریبی تنش در آن نواحی، تأثیری بر جواب ها نخواهند داشت از المان های درشت تر استفاده نمود. برای بالا بردن دقت جواب همراه با مناسب بودن زمان حل مسئله، از قطاع ۱۰ درجه ای جدا شده نیز قطاعی متقارن نسبت به خط تماس چرخ و به اندازه ۳ درجه جدا شد تا به عنوان ناحیه اطراف ترک در این ناحیه از اندازه المان ریزتری با اندازه ۰/۸ میلیمتر استفاده شود. این نواحی در شکل (۴) نشان داده شده اند.

ترک مدل شده در این مطالعه بیضوی و زیرسطحی است. اقطار ترک بیضوی مورد مطالعه،  $15 \times 10$  میلیمتر انتخاب شده است. انتخاب این ابعاد با توجه به عدم وجود مستندات مشاهدات میدانی در سامانه ریلی ایران، به این دلیل بوده که نتایج حاصل قابل مقایسه با نتایج کارهای ارائه شده در مقالات علمی باشد. محور اصلی ترک در امتداد خط ریل و محور فرعی آن عمود بر خط ریل است. مطابق با داده های میدانی جمع آوری شده سامانه ریلی آمریکای جنوبی، ترک های زیرسطحی معمولاً در عمق ۵-۱۰ میلیمتری و با شیب ۲۰ درجه ایجاد می شوند [۱۶]. بنابراین مرکز ترک مورد نظر، شش میلیمتر زیر سطح غلتان چرخ و درست زیر نقطه غلتان منظور شده

تحلیل یک مسئله RCF را کاهش دهد. مفهوم ارائه شده در حالت دوبعدی تشریح شد که در آن اندازه ی ترک تنها توسط طول آن و بار تماسی واقعی به شکل فشار عبوری تئوری هرتر نشان داده شده است. چنین مدلی امکان استفاده از تنها یک شبکه اجزا محدود برای تحلیل تعدادی طول ترک RCF تحت بار تماسی عبوری را فراهم کرد. لیو، استراتمن و ماهادوان [۱۲] در سال ۲۰۰۵ یک مدل چندمحوره جدید برای پیش بینی عمر ایجاد ترک خستگی پرچرخه در چرخ های فولادی راه آهن ارائه دادند. آن ها یک روش تحلیلی عمومی آسیب خستگی را برای اجزاء مکانیکی پیچیده توسعه داده و برای مسئله RCF چرخ و ریل بکار گرفتند. همچنین برای تحلیل تنش از یک مدل اجزا محدود سه بعدی الاستوپلاستیک استفاده نمودند. گالگلیانو، ورگانی و ویمرکاتی [۱۳] در سال ۲۰۰۶ یک ابزار عددی برای محاسبه ی ضرایب شدت تنش مود I، II و III در طول پیشانی هر ترک زیرسطحی موجود در دندان چرخ دنده های هیپوئیدی و اسپیرال را (که مشابه شرایط کاری چرخ های فولادی است)، با در نظر گرفتن شرایط بحرانی ترک ارائه دادند. رهیافت آن ها بر مبنای دو مرحله بود: ابتدا فشارهای تماسی را در دندان های بدون ترک به وسیله ی یک تحلیل گر تماسی پیشرفته محاسبه نمود؛ سپس میدان جابه جایی ناشی از این فشارها را به عنوان شرایط مرزی به مدل اجزا محدود ناحیه ترک اعمال کرده و ضرایب شدت تنش را محاسبه کردند. این اطلاعات به همراه دانستن مقدار ضریب شدت تنش آستانه ماده، تصمیم گیری قابل قبول بودن عیوب و ارزیابی رشد ترک را ممکن می سازد.

داشتن فهم درست در مورد رشد ترک، از جمله ترک های زیرسطحی، مدل های پیش بینی نرخ رشد ترک و نهایتاً معیاری در مورد طول ترک بحرانی و عمر رشد ترک منطبق با شرایط کاری هر سامانه ریلی، امری حیاتی در طراحی فرایند نگهداری و تعمیرات چرخ ها و فواصل بازبینی آن هاست. با توجه به فقدان فعالیت های پژوهشی صورت گرفته در این زمینه، به نظر می رسد رسیدن به این معیار از طریق شبیه سازی عددی یا از طریق آزمایشات تجربی و مطالعات میدانی از ضروریات حال حاضر بخش تحقیقات راه آهن جمهوری اسلامی ایران باشد. در این مقاله با اعمال شرایط کاری سامانه ریلی ایران، ابتدا تماس غلتشی چرخ دارای ترک زیرسطحی با ریل به صورت سه بعدی و با استفاده از روش اجزا محدود شبیه سازی شده است. سپس با استخراج تاریخچه ضرایب شدت تنش ترک زیرسطحی طی یک دور غلتش کامل چرخ روی ریل، ضریب شدت تنش معادل به کمک دو مدل تاناکا و لیو- ماهادوان محاسبه شده و نهایتاً به کمک رابطه والکر عمر رشد ترک زیرسطحی تخمین زده شده است.

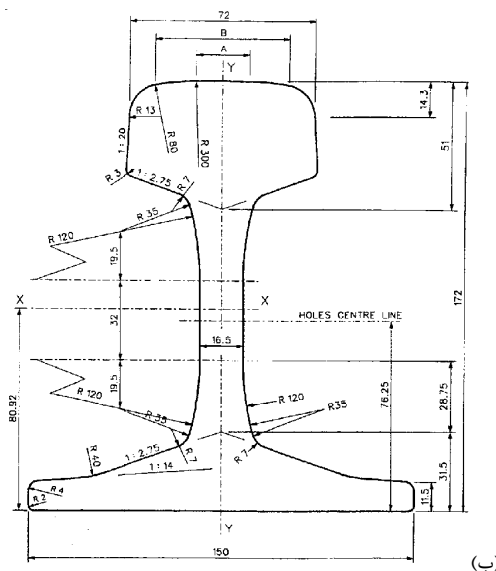
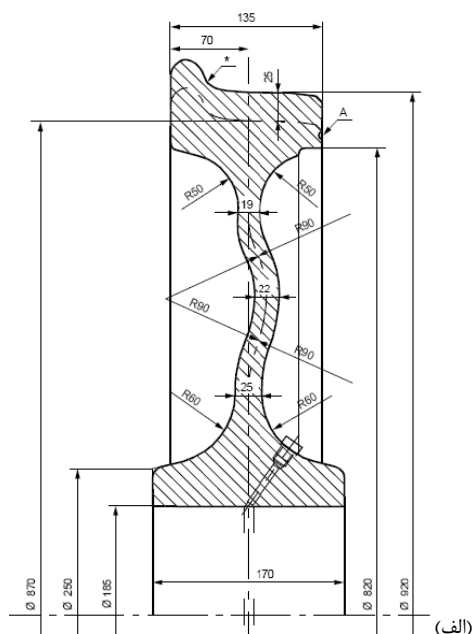
است. به عبارت دیگر، مختصات مرکز ترک نقطه (0, 70, 454-) می‌باشد. همچنین ترک به گونه‌ای در چرخ مدل شده است که بردار عمود بر سطح ترک با محور xها (محور عمود بر سطح زمین) زاویه ۲۰ درجه می‌سازد. به منظور بومی نمودن این مطالعه نیاز است تا در آینده، جهت‌گیری ترک در این مطالعه با توجه به مشاهدات میدانی در سامانه ریلی ایران تعیین گردد. مدل ترک و موقعیت آن در شکل‌های (۴) و (۵) نشان داده شده است. در این جا تمرکز برای تخمین عمر خستگی بر چهار راس ترک واقع در انتهای محور اصلی و فرعی ترک بیضوی است که در شکل (۵) نشان داده شده و شماره‌گذاری شده است.

برای مدل‌سازی هندسی ریل، پروفیل UIC60 مورد استفاده قرار گرفت که پروفیل غالب ریل‌های سامانه ریلی ایران به حساب می‌آید. نقشه سطح مقطع این ریل در شکل (۳) آورده شده است. طول ریل مدل شده، طولی از ریل است که بین دو تراورس قرار دارد که برابر ۶۰۰ میلی‌متر می‌باشد. مدل چرخ و ریل هر دو از نوع سه‌بعدی شکل‌پذیر انتخاب شدند.

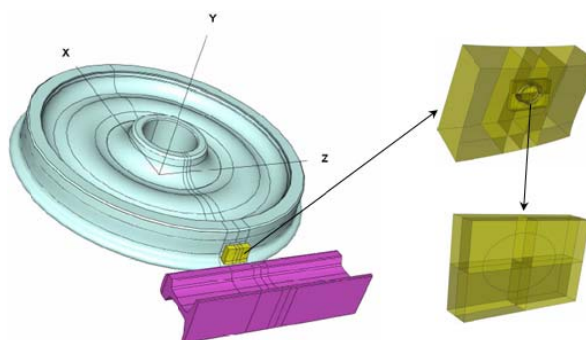
برای مطالعه حاضر، جنس چرخ از فولاد گرید R7T در نظر گرفته شده است چراکه در حال حاضر عمده خریدهای چرخ در سامانه ریلی ایران از این جنس صورت می‌گیرد. منحنی تنش-کرنش، ترکیب شیمیایی و خواص مکانیکی این گرید فولاد به ترتیب در شکل (۶) و جداول (۱) و (۲) نشان داده شده است. جنس ریل نیز از فولاد گرید UIC60 بوده که خواص مکانیکی آن در جدول (۳) ارائه گردیده است. مدل مادی چرخ و ریل الاستوپلاستیک با سخت‌شوندگی سینماتیک خطی انتخاب شد. سخت‌شوندگی سینماتیک در واقع بیانگر انتقال سطح تسلیم در فضای تنش بوده که اثرات باشینگر و تعدیل پلاستیک<sup>۵</sup> را لحاظ می‌نماید. همچنین جنس چرخ و ریل، همگن و ایزوتروپیک تعریف شده است. جدول (۴) مقادیر وارد شده در نرم‌زار را برای تعیین خواص مکانیکی ماده نشان می‌دهد.

پس از وارد نمودن خواص و مدل مادی، چرخ و ریل مدل شده در موقعیت مناسبی نسبت به هم قرار داده شدند. فرض بر این است که محل تماس چرخ روی ریل نقطه‌ای به فاصله ۷۰ میلی‌متر از لبه داخلی فلنج باشد. همچنین قطاع حاوی ترک و جزء مربوط به سایر قسمت چرخ از سطوح مربوطه روی هم مونتاژ شده و جابه‌جایی این سطوح با هم مقید شده‌اند. این کار باعث می‌شود تا بتوان در دو جزء همجوار دو المان‌بندی مختلف اعمال نمود و در نهایت گره‌های واقع بر این سطوح از دو جز همجوار جابه‌جایی‌های یکسانی خواهند داشت. یعنی امکان تبدیل المان‌بندی ریز به درشت فراهم می‌شود.

یکی از مسائل مهم به هنگام نصب ریل، شیبی است که به زیر ریل و به سمت مرکز دو ریل داده می‌شود. این شیب معمولاً دو مقدار



شکل (۳): (الف) نقشه سطح مقطع چرخ منوبلوک با قطر ۹۲۰ میلی‌متر، (ب) نقشه سطح مقطع ریل UIC60 [۱۷و۱۵].



شکل (۴): نمایش چرخ، ریل و ترک مدل شده.

جدول (۲): خواص مکانیکی فولاد R7T [۱۹].

تنش نهایی (MPa)	مینیوم درصد کشیدگی (%)	مینیوم مقدار انرژی ضربه شاریبی در ۲۰°C (J)	محدوده سختی برینل (HB)
۸۲۰ تا ۹۴۰	۱۴	۱۵	۲۴۱ تا ۲۷۷

جدول (۳): خواص مکانیکی فولاد ریل UIC60 در دمای ۲۴°C [۲۰].

تنش تسلیم (MPa)	مدول الاستیک (GPa)	مدول پلاستیک (GPa)	ضریب پواسون
۴۸۳	۲۰۶/۹	۲۲/۷	۰/۲۹۵

جدول (۴): خواص مکانیکی وارد شده در نرم‌افزار آباکوس برای چرخ و ریل.

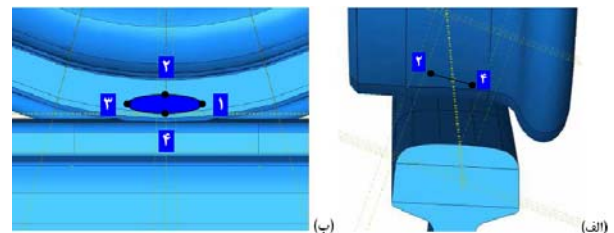
الاستیک	پلاستیک (سخت‌شوندگی سینماتیک خطی)
مدول یانگ ضریب پواسون (MPa)	تنش تسلیم (MPa)
چرخ (R7T) ۲۰۵۰۰۰ ۰/۳	۹۱۵ ۰/۴۰۲
ریل (UIC60) ۲۰۶۹۰۰ ۰/۲۹۵	۹۸۳ ۰/۲۲

روش حل مسئله به صورت استاتیکی انتخاب شد. در این روش از اثرات اینرسی و نیز تغییرات مادی متغیر با زمان (مانند خزش و ویسکوالاستیسیته) صرف نظر می‌شود. اندرکنش چرخ و ریل، از نوع تماس سطح به سطح تعریف شده است. سطح طوقه چرخ با توجه به المان بندی ریزتر به عنوان سطح اصلی<sup>۷</sup> و سطح تاج ریل، سطح فرعی<sup>۸</sup> انتخاب گردید. برای تحلیل اصطکاک تماس چرخ و ریل از روش تابع جریمه استفاده شده و ضریب اصطکاک ماده در تمام جهات برابر ۰/۳ تعریف شده است [۱۹]. بارگذاری و شرایط مرزی چرخ، از طریق تعریف یک نقطه مرجع به مختصات (0,70,0) و اتصال صلب آن با سطح داخلی چرخ یعنی جایی که محل اتصال با محور است، صورت پذیرفت.

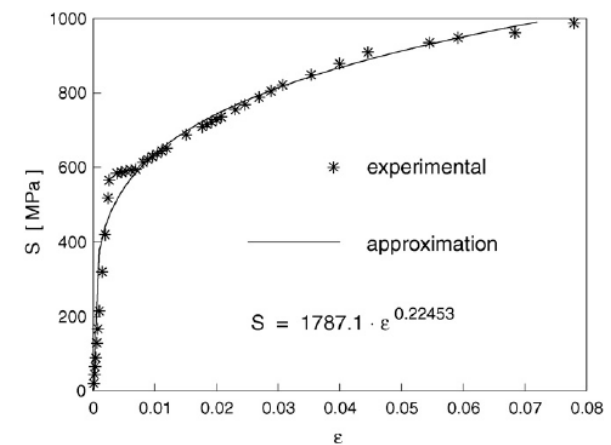
واگن‌های ساخت آلمان شرقی به عنوان نمونه واگن مورد نظر در این مطالعه از سری واگن‌های موجود در سامانه مسافری ایران، در حالت مسافرگیری شده دارای وزنی معادل با ۵۱ تن می‌باشند [۲۱]. لذا با فرض مساوی بودن بار تحمل شده توسط هر یک از چرخ‌ها، بار اعمالی به هر چرخ در حالت استاتیکی  $6/375 = 51 \div 8$  تن می‌باشد. نیروهای وارده به چرخ در حال حرکت شامل وزن واگن، نیروی اینرسی و گشتاور محرک وارد به محور چرخ است. به جای احتساب نیروی اینرسی به طور مستقیم، از ضریب ۱/۵ توصیه شده توسط مرجع [۲۲] برای وزن واگن استفاده شده است. بنابراین، نهایتاً باری که در حالت دینامیکی توسط هر چرخ تحمل می‌شود ۹/۵۶۲۵ تن یا معادل ۹۳/۸۰۸ کیلو نیوتن خواهد بود. این بار در مدل حاضر به نقطه مرجع تعریف شده و در جهت منفی محور X اعمال شده است. همچنین گشتاور محرک وارده به محور چرخ نیز

۱:۲۰ یا ۱:۴۰ را داراست که در ایران از شیب ۱:۲۰ استفاده می‌شود. لذا برای قرار گرفتن چرخ و ریل در موقعیت نسبی مناسب، ابتدا به میزان  $Arctan(1/20) = 2.86^\circ$  ریل را حول محور Z دوران داده و سپس نقطه وسط تاج ریل را در امتداد نقطه غلتان چرخ قرار داده و نهایتاً ریل در راستای X به اندازه‌ای جابه‌جا شده که در تماس با چرخ قرار گیرد. نقطه تماس چرخ و ریل در وسط طول ریل یعنی به فاصله ۳۰۰ میلی‌متر از دو سر ریل است.

نشان داده شده که در ترک‌های زیرسطحی چرخ، اصطکاک بین سطوح ترک تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر نتایج ندارد [۱۶]. لذا برای تعریف سطح بیضی مدل شده به عنوان سطح ترک، روش تعیین شکاف<sup>۶</sup> که در نرم‌افزار آباکوس برای تعریف ترک تعبیه شده است مورد استفاده قرار گرفت. در واقع، با این تعریف نرم‌افزار روی سطح مورد نظر یک جفت گره روی هم می‌ریزد و به آن‌ها امکان دور و جدا شدن از هم را می‌دهد.



شکل (۵): موقعیت ترک بیضوی نسبت به چرخ و رؤس آن، نمایش از (الف) جانب و (ب) روبرو.



شکل (۶): نمودار تنش واقعی- کرنش واقعی فولاد R7T در دمای محیط [۱۸].

جدول (۱): ترکیب شیمیایی فولاد R7T (برحسب ماکزیمم درصد وزنی) [۱۹].

C	0.52%	Si	0.40%	Mn	0.80%
P	0.040%	S	0.040%	Cr	0.30%
Cu	0.30%	Mo	0.08%	Ni	0.30%
V	0.05%	Cr+Mo+Ni	0.60		

جبهه ترک در مدل سازی انجام شده با استفاده از المان های منفرد رفع گردیده است.

علم مکانیک شکست دارای دو رهیافت اصلی است: مکانیک شکست الاستیک خطی<sup>۱۱</sup> (LEFM) و مکانیک شکست الاستوپلاستیک<sup>۱۲</sup> (EPFM). در مکانیک شکست الاستیک خطی، تنش های محلی در نزدیکی نوک ترک براساس تئوری الاستیسیته تحلیل شده و مطالعه ترک و رشد آن به وسیله ضرایب شدت تنش،  $K$  صورت می گیرد. این رهیافت تا زمانی قادر به تعیین حالت تنش در نزدیکی نوک ترک است که ناحیه پلاستیک در نوک ترک به اندازه کافی در مقایسه با ابعاد مشخصه ترک کوچک باشد. در غیر این صورت، رهیافت مکانیک شکست الاستوپلاستیک ترک و رشد آن را مورد مطالعه قرار داده و به جای ضریب شدت تنش، از معیارهای دیگری همانند انتگرال  $J$  استفاده می شود. بنابراین تعیین رهیافت مناسب برای مطالعه رشد ترک دارای اهمیت زیادی است. بدین منظور، در ابتدا برای بررسی شرایط و امکان استفاده از LEFM در تحلیل ترک، مسئله با تعریف مدل مادی الاستوپلاستیک با سخت شوندهی سینماتیک برای چرخ حل شد تا اندازه ناحیه پلاستیک جبهه ترک تعیین شود. در این تحلیل، نودهای واقع بر شعاع المان های منفرد لبه ای حول جبهه ترک در فاصله  $0.5$  از جبهه ترک حفظ شدند. این در حالی است که در تحلیل LEFM، این گره ها به فاصله  $0.25$  منتقل

با استفاده از قانون نیوتن قابل محاسبه است. این گشتاور به مرکز چرخ و محل نقطه مرجع در جهت محور  $y$  (محور چرخ) اعمال می شود. درجه ای آزادی چرخ در دو راستای  $x$  و  $z$  کاملاً مقید شده و راستای  $y$  آزاد گذاشته شده تا بتواند در اثر وزن واگن پایین بیاید. در دو طرف ریل نیز شرایط مرزی کاملاً گیردار اعمال گردیده است. برای تعیین حداکثر میزان گشتاور محرک با توجه به شکل (۷) و قانون دوم نیوتن و نیز فرض سرعت زاویه ای ( $\omega$ ) ثابت داریم:

$$N = W$$

$$\sum M_o = M_t - \mu_r \frac{N}{R} \cdot R = 0 \quad (1)$$

$$\therefore M_t = \mu_r N = \mu_r W$$

که در آن  $M_t$ ،  $W$  و  $F_r$  به ترتیب گشتاور محرک چرخ، وزن وارده از واگن به یک چرخ و نیروی اصطکاک غلتشی می باشد. همچنین  $R$  شعاع چرخ،  $N$  نیروی عمود بر سطح وارده بر چرخ و  $\mu_r$  ضریب اصطکاک غلتشی چرخ است.

جاگذاری وزن وارده به چرخ و  $\mu_r = 0.001$  [۲۳]، میزان گشتاور محرک اعمالی را به دست می دهد:

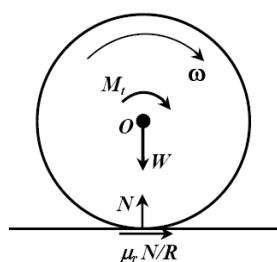
$$W = 93808 \text{ N}$$

$$\mu_r = 0.001 \text{ m} = 1 \text{ mm} \quad (2)$$

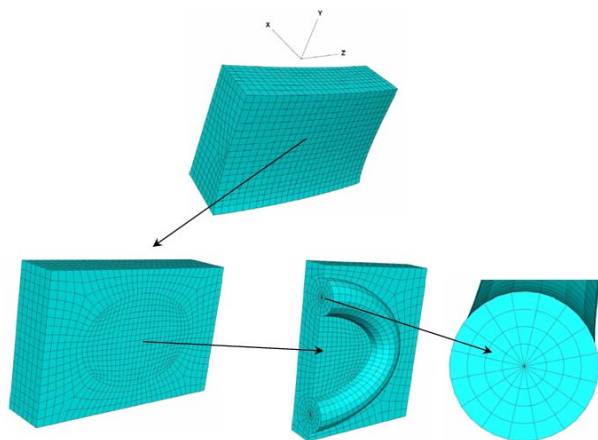
$$\therefore M_t = 93808 \text{ N.mm}$$

مهمترین مرحله مدل سازی اجزا محدود المان بندی است. با تقسیم بندی مناسب، چهار ردیف المان هدفمند حول جبهه ترک برای محاسبه چهار انتگرال کانتوری ایجاد شد (شکل (۸)).

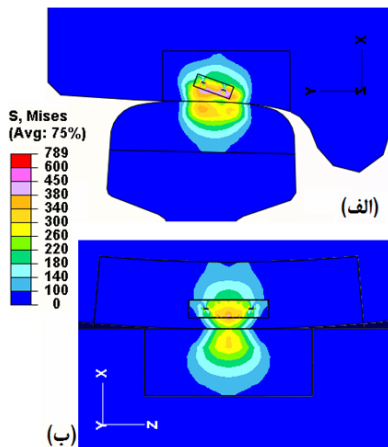
اندازه شعاعی المان های ردیف اول، دوم، سوم و چهارم به ترتیب  $0.45$ ،  $0.8$ ،  $1.15$  و  $1.5$  میلی متر و تعداد المان ها در جهت محیطی  $16$  المان می باشد. در راستای جبهه ترک،  $72$  المان تعبیه شده است. نهایتاً، المان های قطاع محل تماس چرخ دارای ابعاد تقریبی  $3$  میلی متر بوده و در سایر نقاط چرخ نیز اندازه عمومی المان ها  $10$  میلی متر انتخاب شده است که در جهت محیطی دارای ضریب رشد شده است. تعداد المان های قطاع حاوی ترک، چرخ و ریل به ترتیب  $13478$ ،  $18098$  و  $22166$  می باشد. همان طور که مشاهده می گردد، تعداد المان های ناحیه دارای ترک حدود یک چهارم کل المان هاست. برای المان بندی کانتور اول حول جبهه ترک از المان سه بعدی گوه ای<sup>۹</sup>  $15$  گره ای مرتبه  $2$  (C3D15)، برای سایر کانتورها از المان سه بعدی شش وجهی  $20$  گره ای مرتبه  $2$  (C3D20R) و برای سایر قسمت های مدل چرخ و ریل از المان سه بعدی شش وجهی  $8$  گره ای خطی (C3D8R) استفاده شده است. ناکراننداری تنش در



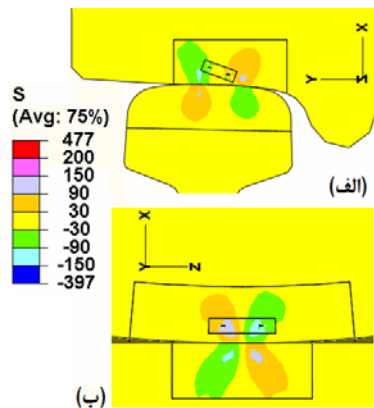
شکل (۷): نمایش نیروی های وارده به چرخ.



شکل (۸): نمایش چگونگی المان بندی قطاع حاوی ترک و جبهه ترک.

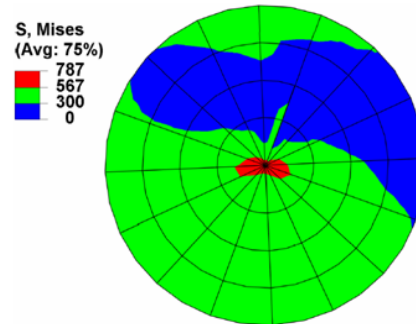


شکل (۱۰): توزیع تنش فون میزز (MPa) در ناحیه تماس چرخ حاوی ترک (الف) صفحه xy (ب) صفحه xz.



شکل (۱۱): توزیع تنش برشی (MPa) در ناحیه تماس چرخ حاوی ترک (الف)  $\tau_{xy}$  (ب)  $\tau_{xz}$ .

تاریخچه ضرایب شدت تنش چهار راس ترک که در شکل (۵) نشان داده شده و نام‌گذاری شده است با فرض LEFM و تعریف ماده الاستیک استخراج گردید. این کار با غلشت چرخ روی ریل انجام شد. یعنی ابتدا ضرایب شدت تنش چهار راس ترک در حالتی که ترک دقیقاً زیر ناحیه تماس چرخ با ریل قرار دارد محاسبه شد. سپس چرخ روی ریل و حول محور +y، به اندازه ۰/۵، -۱، -۱/۵، -۲، -۲/۵، -۳، -۴، و نیز ۰/۵، ۱، ۱/۵، ۲، ۲/۵، ۳، ۴ درجه دوران داده شد و در هر مورد ضرایب شدت تنش چهار راس ترک محاسبه و ثبت شد. با توجه به این‌که عملاً پس از دوران حدود ۴ درجه‌ای چرخ چه در جهت مثبت و چه در جهت منفی، ترک به اندازه‌ای کافی از میدان تنش تماسی چرخ دور شده و ضرایب شدت تنش عملاً به مقدار صفر می‌رسند، لذا محاسبات نهایتاً تا زاویه دوران ۴- و ۴ درجه ادامه داده شد. یعنی، طی یک سیکل غلشت کامل چرخ روی ریل، هر نقطه از چرخ تنها در بازه‌ای ۸ درجه‌ای از کل ۳۶۰ درجه تحت بارگذاری بوده و در مابقی بازه تنش را تجربه نمی‌کند.



شکل (۹): نمایش ماکزیمم منطقه پلاستیک جبهه ترک در راس شماره ۲.

می‌شوند. همان‌طور که نتایج این تحلیل نشان می‌دهد (شکل (۹))، حداکثر شعاع منطقه پلاستیک جبهه ترک ۰/۳ میلی‌متر می‌باشد که در راس شماره ۴ ترک (با توجه به شکل (۵)) حادث شده است. به عنوان تقریبی از حداکثر مقدار مجاز شعاع ناحیه پلاستیک حول نوک ترک در بارگذاری تک‌جهته برای استفاده از LEFM، یک هشتم طول ترک مطرح شده است [۲۴]. بنابراین در مقایسه حداقل طول ترک (۵ میلی‌متر)، ماکزیمم شعاع ناحیه پلاستیک در این مسئله در محدوده مجاز بوده و لذا می‌توان از رهیافت LEFM استفاده نمود. در آباکوس محاسبه ضرایب شدت تنش با استفاده از انتگرال J صورت می‌گیرد. در LEFM، انتگرال J مستقل از مسیر است اما اگر کانتور انتگرال‌گیری در ناحیه پلاستیک حول جبهه ترک تعریف شود، مقدار انتگرال J کمتر از مقدار واقعی خواهد بود. به عبارت دیگر بایستی اطمینان داشت که کانتورهای انتگرال‌گیری در ناحیه پلاستیک قرار ندارند. با توجه به اندازه ناحیه پلاستیک بایستی شعاع کانتورهای تعریف شده حول جبهه ترک بیشتر از ۰/۳ میلی‌متر باشد که این موضوع در المان‌بندی جبهه ترک لحاظ گردیده است. تحلیل‌های انجام شده در این مقاله با استفاده از کامپیوتر شخصی با مشخصات CPU با سرعت پردازش ۲/۴ گیگاهرتز، حافظه RAM ۲ مگابایت صورت گرفته است. زمان تحلیل الاستوپلاستیک چرخ دارای ترک معادل ۷ ساعت بوده است.

شکل (۱۰) توزیع تنش فون میزز را از دو نمای مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، ماکزیمم تنش فون میزز ۷۹۸ مگاپاسکال است که به دلیل تمرکز تنش در راس شماره ۴ ترک حادث می‌گردد. تقریباً بعد از ۲۰ میلی‌متری زیر سطح تماس تنش فون میزز صفر است. شکل (۱۱) نیز دو تنش برشی درون صفحه‌ای را ( $\tau_{xz}$  و  $\tau_{xy}$ ) را در ناحیه تماس چرخ با ریل نشان می‌دهد. ماکزیمم مقدار این دو تنش به ترتیب ۴۷۶ و ۲۲۰ مگاپاسکال برای  $\tau_{xz}$  و  $\tau_{xy}$  بوده و در جبهه ترک رخ می‌دهد. در این مورد نیز تنش‌های قابل توجه تنها در ناحیه کوچکی از محل تماس رخ داده و تنش در سایر قسمت‌های مدل تقریباً صفر است. پس از تحلیل تنش

جدول (۵): مقایسه مقادیر محاسبه شده ضرایب شدت تنش برای کانتورهای ۳ و ۴.

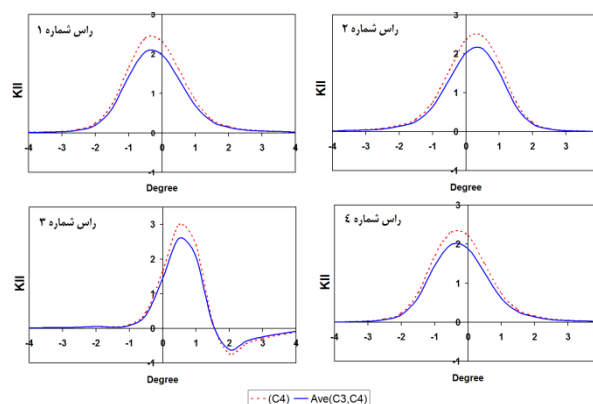
شماره راس ترک	مقدار میانگین کانتور ۳ و ۴ با مقدار کانتور ۴		میانگین کانتور ۳ و ۴	
	مُد II	مُد III	$\Delta K_{II}$	$\Delta K_{III}$
۱	%۱۴	%۱۵	۲/۱	۲/۸
۲	%۱۳	%۱۵	۲/۱	۲/۸
۳	%۱۳	%۱۴	۳/۲	۴/۲
۴	%۱۴	%۱۵	۲/۰	۲/۹

تأثیر گشتاور اعمالی برای رئوس ۱ و ۳ قابل ملاحظه بوده ولی برای رئوس ۲ و ۴ با اثر شرایط هندسی خنثی شده است. تأخیر رسیدن به قله تاریخچه در رأس ۱ نسبت به ۳ کاملاً مشهود می‌باشد. صفر بودن  $K_I$  حین غلتش چرخ روی ریل نشان می‌دهد که ترک زیرسطحی در طول غلتش چرخ روی ریل تحت مود کششی قرار نمی‌گیرد و به جای باز شدن جبهه ترک و دور شدن سطوح آن از یکدیگر، همواره این سطوح در شرایط RCF به هم فشرده می‌شوند. به عبارت دیگر، تحت شرایط RCF ترک زیرسطحی رشد مود I نداشته و مود رشد ترک مدهای برشی II و III می‌باشند. این یافته منطبق با نتایج حاصله در مرجع [۱۰] نیز می‌باشد. همچنین RCF موجب بارگذاری نامتناسب ترک زیرسطحی می‌شود، یعنی همان‌طور که در شکل‌های (۱۲) و (۱۳) مشاهده می‌شود، مود II و III همزمان به مقادیر ماکزیمم خود نمی‌رسند. در مود II و III ضریب شدت تنش منفی تنها نشان‌دهنده عوض شدن جهت تنش برشی اعمالی بوده و اثر آن همانند مقدار مثبت مخرب می‌باشد. با توجه به شکل‌های (۱۲) و (۱۳)، مقدار ماکزیمم  $K_{II}$  و  $K_{III}$  به ترتیب در زوایای منفی و مثبت رخ می‌دهد.

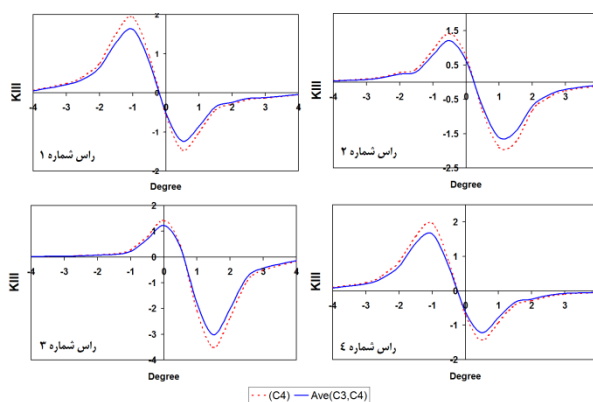
### ۳- ضریب شدت تنش معادل

بررسی رفتار ترک خستگی با استفاده از مکانیک شکست، عمدتاً روی بارگذاری مود I متمرکز بوده درحالی که قطعات یا سازه‌های مهندسی اغلب تحت هر دو بارگذاری عمودی و برشی (مود II و مود III) قرار دارند. این دسته از مسائل خستگی در تحلیل خستگی کلاسیک به عنوان مسائل خستگی چندمحوره و در بحث مکانیک شکست به عنوان مسائل ترک خستگی مود ترکیبی مطرح می‌شوند. مدل‌های بسیاری برای تحلیل رشد ترک خستگی مود ترکیبی ارائه شده‌اند [۲۶ و ۲۷]. اغلب این مدل‌ها، ابتدا ترکیبی از ضرایب شدت تنش مدهای I، II و III را به صورت ضریب شدت تنش معادل تعریف نموده و از آن برای محاسبه عمر رشد ترک به کمک رابطه پاریس یا والکر استفاده می‌نمایند. در این قسمت، از دو مدل برای تخمین عمر رشد ترک زیرسطحی مود ترکیبی در چرخ قطار استفاده شده و نتایج آن‌ها مورد مقایسه قرار خواهد گرفت.

در این مسئله با توجه به محدودیت هندسی، نهایتاً از تعریف ۴ کانتور استفاده شده است. برای بررسی این موضوع که آیا تعریف کانتورهای ۳ و ۴ به اندازه کافی دور از ناحیه تنش بالا صورت گرفته یا نه، میانگین مقادیر کانتورهای ۳ و ۴ با مقادیر کانتور ۴ محاسبه و مقایسه شده است. این مقایسه برای چهار راس ترک در اشکال (۱۲) تا (۱۳) نشان داده است. برای قسمت‌های بعدی این مطالعه بنابه توصیه مستندات نرم‌افزار آباکوس [۲۵] از مقدار میانگین محاسبه شده برای کانتورهای ۳ و ۴ استفاده خواهد شد. مقادیر میانگین ضرایب شدت تنش به همراه اختلاف محاسبه شده بین مقادیر میانگین کانتورهای ۳ و ۴ و کانتور ۴ در جدول (۵) ارائه شده است. اختلاف نمودارهای تاریخچه ضریب شدت تنش برای رئوس ۱ و ۳، با توجه به تقارن هندسی چرخ تنها ناشی از گشتاور اعمالی به مرکز چرخ است. درحالی‌که علاوه بر گشتاور اعمالی به مرکز چرخ، عدم تقارن هندسی نیز عامل اختلافات نتایج ضرایب شدت تنش مربوط به رئوس شماره ۲ و ۴ می‌باشد. در مجموع می‌توان نتیجه گرفت که



شکل (۱۲): تاریخچه ضریب شدت تنش مود II در خلال غلتش چرخ روی ریل برحسب  $(MPa.m^{1/2})$  برای چهار راس ترک، مقدار میانگین کانتور ۳ و ۴ با مقدار کانتور ۴ مقایسه شده است.



شکل (۱۳): تاریخچه ضریب شدت تنش مود III در خلال غلتش چرخ روی ریل برحسب  $(MPa.m^{1/2})$  برای چهار راس ترک، مقدار میانگین کانتور ۳ و ۴ با مقدار کانتور ۴ مقایسه شده است.



### ۳-۱- مدل تاناکا<sup>[۲۸]</sup>

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{\Delta K_I}{2}(1 + \cos 2\alpha) + \Delta K_{II} \sin 2\alpha \\ k_2 &= -\frac{\Delta K_I}{2} \sin 2\alpha + \Delta K_{II} \cos 2\alpha \\ k_3 &= -\frac{\Delta K_I}{2} \sin 2\alpha + \Delta K_{III} \cos 2\alpha \\ k^H &= \frac{\Delta K_I}{3} \end{aligned} \quad (۶)$$

که  $\alpha$  نشان‌دهنده موقعیت صفحه بحرانی بوده و برابر است با:

$$\alpha = \beta + \gamma, \quad \beta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left( \frac{2\Delta K_{II}}{\Delta K_I} \right) \quad (۷)$$

$\beta$  جهت صفحه‌ای است در دور دست که دامنه تنش عمودی روی آن ماکزیمم است.  $\gamma$ ،  $A$  و  $B$  نیز پارامترهای مربوط به ماده می‌باشند که تعریف آن‌ها در جدول (۶) آمده است.

برای فولاد چرخ که جز دسته مواد شکل‌پذیر به حساب می‌آید، به دلیل موجود نبودن مقادیر ضرایب شدت تنش آستانه، نسبت  $s$  را که بیانگر رفتار ماده از جهت تردی یا نرمی است (سهای بزرگتر از ۱ مربوط به مواد ترد و سهای کوچکتر از ۱ مربوط به مواد شکل‌پذیر)  $0.16$  در نظر می‌گیریم [۱۶]. با این فرض خواهیم داشت:

$$s = 0.6, \gamma = 42^\circ, A = 0, B = 0.996 \quad (۸)$$

با توجه به رابطه (۷) و صفر بودن  $\Delta K_I$  مقدار زاویه  $\beta$  برابر  $45^\circ$  درجه محاسبه شده و نهایتاً زاویه  $\alpha$  برابر  $87^\circ$  درجه خواهد بود. بنابراین با داشتن تمام پارامترهای روابط (۴) و (۶)، دامنه ضریب شدت تنش معادل برای ترک زیرسطحی قابل محاسبه خواهد بود. به عنوان مثال برای راس شماره ۱ ترک خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} k_1 &= 0 + 2 \sin 174 \cong 0.21 \\ k_2 &= 0 + 2 \cos 174 \cong -1.99 \\ k_3 &= 0 + 2.9 \cos 174 \cong -2.88 \\ k^H &= 0 \end{aligned} \quad (۹)$$

$$\begin{aligned} \Delta K_{eq} &= \frac{1}{0.996} \sqrt{(0.21)^2 + \left(\frac{-1.99}{0.6}\right)^2 + \left(\frac{-2.88}{0.6}\right)^2} + 0 \\ &= 5.82 \text{ MPa}\sqrt{m} \end{aligned}$$

همچنین به طور مشابه مقادیر دامنه ضریب شدت تنش معادل رئوس ۲، ۳ و ۴ به ترتیب برابر ۵.۸۲، ۸.۷۸ و ۵.۸۶  $\text{MPa}\sqrt{m}$  بدست می‌آید. مقادیر ضرایب شدت تنش معادل رئوس ترک به همراه درصد اختلاف آن‌ها در جدول (۷) گردآوری شده است. مقایسه نتایج حاصل از دو مدل تاناکا و لیو-ماهادوان، انطباق قابل قبول آن‌ها را نشان می‌دهد. این دو روش ضرایب شدت تنش معادلی با حداکثر ۹٪ خطای نسبی را تقریب زده‌اند. نزدیکی نتایج در کنار سادگی مدل تاناکا و نیاز آن تنها به ثابت  $v$ ، توانایی قابل ملاحظه و

مدل تاناکا [۲۸] از دامنه ضریب شدت تنش هر سه مود استفاده کرده و به تعریف دامنه ضریب شدت تنش معادل می‌پردازد. این مدل تنها به ضریب پواسون ماده برای بدست آوردن ضریب شدت تنش معادل نیازمند بوده و از این نظر ساده و استفاده از آن راحت می‌باشد. رابطه ضریب شدت تنش معادل تاناکا به صورت زیر است:

$$\Delta K_{eq} = \left[ \Delta K_I^4 + 8\Delta K_{II}^4 + \frac{8\Delta K_{III}^4}{(1-\nu)} \right]^{0.25} \quad (۳)$$

براساس این مدل، دامنه ضریب شدت تنش معادل برای رئوس ترک زیرسطحی مورد مطالعه با توجه به مقادیر بدست آمده برای دامنه ضریب شدت تنش مود II و III (جدول (۵)) و نیز قرار دادن  $\Delta K_I = 0$  و  $\nu = 0.3$  قابل محاسبه خواهد بود. مدل تاناکا، دامنه ضریب شدت تنش معادل رئوس ۱، ۲ و ۴ را تقریباً برابر ۵.۵ و رأس ۳ را برابر  $8.1 \text{ MPa}\sqrt{m}$  نتیجه می‌دهد. مقایسه این مقادیر نشان می‌دهد که تأثیر عدم تقارن بارگذاری در قالب اعمال گشتاور محرک (مربوط به رأس ۳) حائز اهمیت است.

### ۳-۲- مدل لیو-ماهادوان<sup>[۲۹]</sup>

مدل لیو - ماهادوان [۲۹] که در سال ۲۰۰۷ ارائه شده است نسبت به مدل تاناکا پیچیده‌تر بوده و نیاز به اطلاعات بیشتری دارد. این درحالی است که در کنار پیچیدگی ادعا شده که برای بازه وسیعی از مواد ترد تا شکل‌پذیر قابل استفاده بوده و قابلیت انطباق با نوع ماده را داراست. رابطه مربوط به این مدل به صورت زیر است:

$$\Delta K_{eq} = \frac{1}{B} \sqrt{(k_1)^2 + \left(\frac{k_2}{s}\right)^2 + \left(\frac{k_3}{s}\right)^2 + A \left(\frac{k^H}{s}\right)^2} \quad (۴)$$

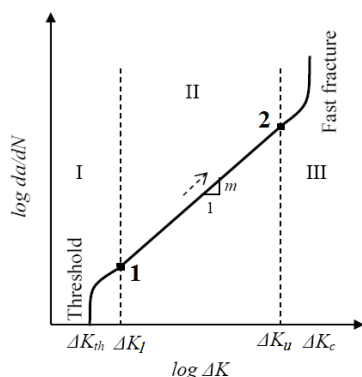
که در آن پارامتر  $s$  به صورت نسبت ضریب شدت تنش آستانه مود II به مود I ترک خستگی است، یعنی:

$$s = \frac{K_{II,th}}{K_{I,th}} \quad (۵)$$

و از طریق همین پارامتر است که مکانیزم‌های مختلف رشد ترک خستگی (کشش غالب یا برش غالب) وارد فرمولاسیون این مدل می‌شود. همچنین  $k_1$ ،  $k_2$ ،  $k_3$  و  $k^H$  پارامترهای بارگذاری با همان واحد دامنه ضریب شدت تنش بوده و به صورت زیر تعریف می‌شوند:

جدول (۶): تعریف ثوابت مادی مدل لیو-ماهادوان [۲۹].

$s > 1$	$s \leq 1$	ثابت ماده
$\gamma = 0$	$\cos(2\gamma) = \frac{-2 + \sqrt{4 - 4(1/s^2 - 3)(5 - 1/s^2 - 4s^2)}}{2(5 - 1/s^2 - 4s^2)}$	$\gamma$
$A = 9(s^2 - 1)$	$A = 0$	$A$
$B = s$	$B = [\cos^2(2\gamma)s^2 + \sin^2(2\gamma)]^{1/2}$	$B$



شکل (۱۴): شماتیک نمودار لگاریتمی نرخ رشد ترک خستگی بر حسب دامنه ضریب شدت تنش [۳۰].

تا کنون ثوابت پاریس برای فولاد R7T به روش تجربی تعیین نشده است. فرهمند و نیکبین در سال ۲۰۰۸ [۳۲] موضوع تخمین تقریبی این ثوابت را مورد بررسی قرار داده و روابطی را ارائه نمودند. بررسی آن‌ها روی مقادیر چقرمگی آستانه بیش از صد آزمایش مربوط به آلیاژهای مختلف نشان می‌دهد که مقدار  $K_{th}$  نسبت مستقیمی با چقرمگی شکست کرنش صفحه‌ای دارد، یعنی:

$$K_{Ic} = \chi K_{th} \quad (12)$$

که در آن مقدار ثابت  $\chi$  به صورت تابعی از درصد کشامد ماده ( $\epsilon$ ) قابل بیان است:

$$\chi = 16.348 - 0.0685\epsilon \quad (13)$$

با جایگزینی درصد کشامد و چقرمگی شکست مربوط به فولاد R7T از مرجع [۱۸] خواهیم داشت:

$$\epsilon = 9.6\%, K_{Ic} = 85 \text{ MPa}\sqrt{m} \quad (14)$$

$$\chi|_{R7T} = 16.348 - 0.0685 \times 9.6 = 15.69$$

$$K_{th} = \frac{85}{15.69} = 5.4 \text{ MPa}\sqrt{m}$$

با داشتن مختصات دو نقطه ابتدا و انتهای ناحیه پاریس در شکل (۱۴)، ثوابت پاریس قابل محاسبه خواهند بود. فرهمند و نیکبین [۳۲] مختصات تقریبی این دو نقطه را به صورت زیر ارائه دادند:

$$1: (\Delta K_I = 1.125 \Delta K_{th}, 2.54 \times 10^{-9} \frac{m}{cycle}) \quad (15)$$

$$2: (\Delta K_u = 0.9 \Delta K_{Ic}, 1.27 \times 10^{-4} \frac{m}{cycle})$$

با جایگزینی مقادیر چقرمگی شکست و آستانه مربوط به فولاد R7T، مختصات این نقاط خواهد بود:

$$1: (6.075, 2.54 \times 10^{-9}) \quad (16)$$

$$2: (76.5, 0.127)$$

کارایی این مدل که ۳۵ سال پیش پیشنهاد شده است را بیان می‌دارد. مدل لیو-ماهادوان در عین پیچیدگی و نیاز به روابط متعدد برای رسیدن به ضریب شدت تنش معادل عملاً در این زمینه کارایی مناسبی را از خود ارائه نداده است. این موضوع به خصوص با محافظه‌کارانه بودن نتایج مدل تاناکا نسبت به مدل لیو-ماهادوان بیش از پیش نمایان می‌گردد.

جدول (۷): دامنه ضریب شدت تنش معادل رئوس ترک بر حسب مدل‌های تاناکا و لیو-ماهادوان.

دامنه ضریب شدت تنش معادل، $\Delta K_{eq}$ (MPa.m <sup>1/2</sup> )				
راس شماره ۱	راس شماره ۲	راس شماره ۳	راس شماره ۴	
۵/۵	۸/۱	۵/۵	۵/۵	مدل تاناکا
۵/۸	۸/۸	۵/۸	۵/۸	مدل لیو - ماهادوان
۵/۴	۸/۶	۵/۴	۵/۴	درصد اختلاف نسبی

#### ۴- تخمین عمر چرخ

همان‌طور که در شکل (۱۴) نشان داده شده است، نمودار نرخ رشد ترک خستگی بر حسب دامنه ضریب شدت تنش مود I شامل سه ناحیه می‌باشد: ناحیه I یا ناحیه رشد ترک حد آستانه، ناحیه II یا ناحیه رشد ترک پایدار و ناحیه III که ناحیه رشد ترک ناپایدار نامیده می‌شود. برای مقادیر بزرگ  $\Delta K_I$  (6-10 MPa.m<sup>1/2</sup>)، که محدوده ناحیه دوم می‌باشد، نرخ رشد ترک بر حسب دامنه ضریب شدت تنش در مختصات لگاریتمی خطی بوده و توسط معادله پاریس<sup>۱۴</sup> قابل بیان است [۳۰]:

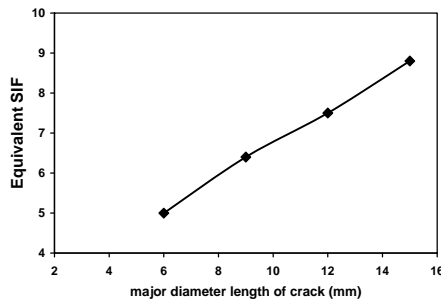
$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (10)$$

که در آن  $da/dN$  نرخ رشد ترک،  $\Delta K$  ضریب شدت تنش مود I و یا در حالت مود ترکیبی ضریب شدت تنش معادل و C (عرض از مبدا خط مستقیم ناحیه II) و m (شیب خط ناحیه II) ثوابت ماده می‌باشند. در معادله پاریس فرض بر این است که نسبت تنش که به صورت  $R = K_{Imin}/K_{Imax}$  تعریف می‌شود، برابر صفر باشد. پس از پاریس، والکر<sup>۱۵</sup> [۳۱] رابطه مشابهی برای ناحیه دوم رشد ترک خستگی ارائه داد. تفاوت رابطه والکر و پاریس در لحاظ کردن اثر R بوده و اگر  $R > 0$  باشد، استفاده از رابطه والکر مناسب‌تر می‌نماید:

$$\frac{da}{dN} = C \left( \frac{\Delta K}{(1-R)^\epsilon} \right)^m \quad (11)$$

که در آن R نسبت تنش و  $\epsilon$  ثابت ماده می‌باشند. با توجه به اشکال (۱۲) و (۱۳)، مقدار R برای رئوس ۱ تا ۴ ترک بین صفر و ۰/۷۶ تغییر می‌کند. بنابراین به عنوان حد وسط، در این مطالعه مقدار  $R = 0.5$  در نظر گرفته شده است [۲۴].

$$N(a) = 7.3 \times 10^7 [(830 a_i + 2.5)^{-3.27} - (830 a + 2.5)^{-3.27}] \quad (21)$$



شکل (۱۵): تغییرات ضریب شدت تنش معادل راس شماره ۳ برحسب اندازه قطر اصلی ترک.

که در آن  $N$  تعداد سیکل لازم برای رشد ترک از طول اولیه  $a_i$  به طول  $a$  می‌باشد. همان‌طور که از رابطه (۲۱) مشاهده می‌شود برای تخمین عمر رشد ترک، دو مجهول داریم: (۱) طول ترک آستانه و (۲) طول بحرانی ترک. با داشتن طول ترک و ضریب شدت تنش معادل برای هر راس ترک، می‌توان با توجه به رابطه (۱۹)، حاصلضرب ضریب شکل در دامنه تنش اعمالی را تعیین نمود. این مقدار برای رئوس مختلف بر حسب دامنه ضریب شدت تنش معادل دو مدل تاناکا و لیو-ماهادوان در جدول (۸) ارائه شده است. طول ترک آستانه با توجه به رابطه (۱۹)، از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود [۲۴]:

$$a_{th} = \frac{1}{\pi} \left( \frac{\Delta K_{th}}{\Delta S_{th} Y} \right)^2 \quad (22)$$

که با قرار دادن  $\Delta K_{th} = 5.4 \text{ MPa.m}^{1/2}$  و حداکثر مقدار  $S.Y$  از جدول (۸)، حداقل طول ترک آستانه مشخص می‌شود:

$$a_{th} = \frac{1}{\pi} \left( \frac{5.4}{57.3} \right)^2 = 2.8 \text{ mm} \quad (23)$$

سیه [۳۳] در سال ۱۹۶۷، رابطه زیر را برای ترک مود ترکیبی ارائه داد:

$$U_c = \frac{f^2(\theta) \sigma^2 a_c}{4G} \quad (24)$$

که در آن  $G$  مدول الاستیسیته برشی،  $U_c$  چگالی انرژی کرنشی بحرانی،  $\theta$  زاویه بین راستای عمود بر سطح ترک و تنش اعمالی  $\sigma$  است.  $f(\theta)$  و رابطه  $U_c$  با چقرمگی شکست به صورت زیر تعریف می‌شود:

بنابراین نهایتاً ثابت پاریس بدست می‌آید:

$$C \cong 1.15 \times 10^{-12} \text{ m/cycle} \quad (17)$$

$$m \cong 4.27$$

در مورد پارامتر  $C$  نیز بنابه توصیه مرجع [۲۴] در صورت موجود نبودن این ثابت ماده مناسب است مقدار  $0.5$  در نظر گرفته شود. بنابراین نهایتاً رابطه والکر به صورت زیر قابل بازنویسی است:

$$\frac{da}{dN} = 5.05 \times 10^{-12} (\Delta K)^{4.27} \quad (18)$$

انتگرال گیری از فرمول والکر عمر رشد ترک را نتیجه خواهد داد. با توجه به ناچیز بودن عمر رشد ترک در ناحیه سوم نسبت به عمر کل، تأثیر برون‌یابی فرمول والکر (یا پاریس) در ناحیه سوم برای تخمین عمر کل رشد ترک بسیار ناچیز خواهد بود. برای انتگرال گیری از فرمول والکر ابتدا لازم است معادل  $\Delta K$  به صورت تابعی از طول ترک در فرمول والکر جایگزین شود، چراکه حین رشد ترک و افزایش طول آن، مقدار  $\Delta K$  نیز تغییر خواهد کرد. دامنه ضریب شدت تنش اعمالی،  $\Delta K$  به صورت تابعی از دامنه تنش اعمالی،  $\Delta S$  و طول ترک،  $a$  قابل بیان است [۲۴]:

$$\Delta K = \Delta S \sqrt{\pi a} Y \quad (19)$$

که در آن  $Y$  ضریب شکل می‌باشد. با توجه به تغییرات زیاد طول ترک حین رشد آن، فرض مستقل بودن ضریب شکل از طول ترک می‌تواند منشا وارد شدن خطای قابل ملاحظه‌ای باشد. لذا برای لحاظ نمودن تابعیت ضریب شکل بر حسب طول ترک، ضریب شدت تنش معادل رأس شماره ۳ برای ترک‌هایی به اقطار  $4 \times 6$  و  $8 \times 12$  در کنار ترک  $10 \times 15$  میلیمتری محاسبه و در شکل (۱۵) آورده شده است. با توجه به خارج شدن رئوس واقع بر قطر کوچک ترک در اثر رشد از میدان تنش هر تزی و توقف نسبی رشد در امتداد این قطر، قطر بحرانی و تعیین‌کننده برای تخمین عمر قطر بزرگ ترک می‌باشد. بنابراین با توجه به شکل (۱۵) و با فرض ثابت بودن دامنه تنش (بسیار نزدیک به واقعیت)، برای ضریب شکل بر حسب طول ترک خواهیم داشت:

$$\Delta K_{eq} = \Delta S_{eq} \sqrt{\pi a} Y = 830 a + 2.5 \quad (20)$$

$$\therefore Y = \frac{830 a + 2.5}{\Delta S_{eq} \sqrt{\pi a}}$$

جایگزینی رابطه (۲۰) در (۱۸) و سپس انتگرال گیری از آن نتیجه می‌دهد:

کاهش می‌یابد. اما در امتداد قطر اصلی با توجه به حرکت غلتشی چرخ، رشد ترک تأثیری بر میدان تنش حول جبهه آن نداشته و نرخ رشد ترک تغییری نخواهد داشت. مشاهدات تجربی (شکل (۱۶)) نیز این مطلب را تأیید می‌نماید. بنابراین رشد ترک در امتداد قطر اصلی آن است که عمر چرخ را تعیین می‌نماید. با فرض شناسایی ترکی زیرسطحی به طول ۲/۸ میلیمتر در چرخ، عمر آن تا واماندگی در اثر رشد ترک زیرسطحی با توجه به رابطه (۲۱) خواهد بود:

$$a_i = 2.8 \text{ mm}, a = a_f = 73 \text{ mm} \quad (26)$$

$$\therefore N_f = 425050 \text{ cycles}$$

که معادل ۱۲۲۸ کیلومتر سیر قطار است. یعنی در صورت مشاهده ترکی به طول ۲/۸ میلیمتر در چرخ در ناحیه زیر سطح غلتان، امکان واماندگی چرخ و بروز سانحه پس از ۱۲۲۸ کیلومتر سیر وجود دارد. از آنجا که در طول شبیه‌سازی بارگذاری دامنه ثابت فرض شد، عمر به دست آمده کمتر از واقعیت است. چرخ تحت بارهای دامنه متغیر قرار می‌گیرد که به دلیل شتاب منفی رشد ناشی از آن تعداد سیکل‌های رشد ترک بیشتر از مقدار محاسبه شده می‌شود. این مسئله در سطح شکست نیز قابل مشاهده است (شکل (۱۶)) که علامات مشخصی از رشد ناپیوسته ترک را نشان می‌دهد.

### ۵- صحنه‌گذاری نتایج

شکل (۱۷) نمودار ضریب شدت تنش معادل راس شماره ۱ ترکی با همان شکل، اندازه و جهت ترک مدل شده در این مطالعه را برای چرخ و ریل مدل شده منطبق با سامانه ریلی آمریکای جنوبی نشان می‌دهد. هدف بر این است تا مقدار ضریب شدت تنش معادل محاسبه شده در این مطالعه با این نمودار مقایسه شود. برای این که مقایسه قابل انجام باشد، ابتدا بایستی دو سامانه معادل سازی شوند. معیار معادل سازی، ماکزیمم تنش عمودی فشاری در ناحیه تماس چرخ با ریل انتخاب شده است [۹]. این مقدار برای سامانه ریلی ایران از تحلیل تماس چرخ و ریل بدون ترک ۷۰۰ مگاپاسکال و برای سامانه ریلی آمریکای جنوبی، ۸۰۰ مگاپاسکال محاسبه شده است [۲۴]. لذا کفایت مقدار بار وارده بر چرخ جهت ایجاد ماکزیمم تنش عمودی فشاری برابر ۷۰۰ مگاپاسکال در سامانه ریلی آمریکای جنوبی را به دست آورد تا این دو سامانه قابل قیاس شوند. صحت این موضوع با توجه به یکسان بودن پارامترهای هندسی ترک مدل شده در دو سامانه ریلی قابل تأیید است.

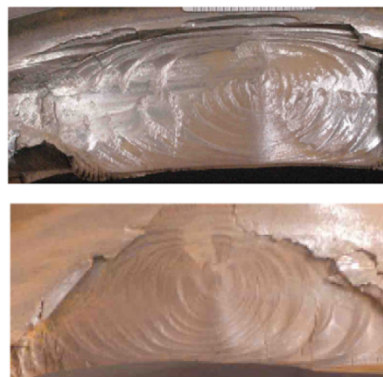
بر اساس تئوری هرتز، با ثابت ماندن سایر پارامترها، رابطه بین ماکزیمم تنش عمودی فشاری و بار چرخ به صورت زیر است [۲]:

$$P_0 \propto F^{1/3} \quad (27)$$

جدول (۸): مقادیر حاصلضرب دامنه تنش در ضریب شکل برای رئوس ترک زیرسطحی (MPa).

راس شماره ۱	راس شماره ۲	راس شماره ۳	راس شماره ۴	مدل تاناکا
۳۵/۸	۴۳/۹	۵۲/۷	۴۳/۹	مدل ليو - ماهادوان
۳۷/۸	۴۶/۳	۵۷/۳	۴۶/۳	

75 mm



شکل (۱۶): دو نمونه از چرخ‌های وامانده در اثر رشد ترک زیرسطحی [۱۶].

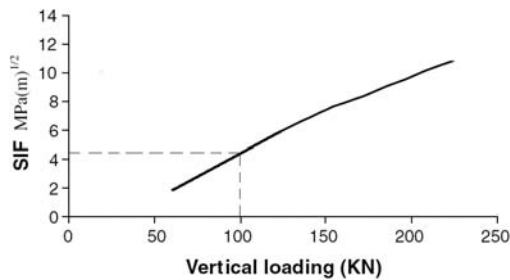
$$f(\theta) = \sin \theta (1 - 2\nu \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (28)$$

$$U_c = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}{2\pi E} K_{Ic}^2$$

با جاگذاری روابط (۲۵) در (۲۴) و قرار دادن  $\nu=0.3$ ,  $E=205 \text{ GPa}$  و  $K_{Ic}=85 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ ,  $\theta=90$  و  $\sigma=61 \text{ Mpa}$  از تحلیل نمونه چرخ بدون ترک، طول ترک بحرانی ۶۱۸ میلیمتر محاسبه می‌شود. مشاهده می‌شود که طول بحرانی ترک برای این مسئله با توجه به شرایط حاکم بر آن مقدار قابل توجهی بوده و ترک قبل از رسیدن به طول بحرانی خود به اندازه کافی امکان رشد را دارا خواهد بود. مشاهدات تجربی (شکل (۱۶)) نیز نشان می‌دهد که ترک‌های زیرسطحی بیش از این که با محدودیت طول بحرانی روبرو باشند با محدودیت هندسی روبرو هستند. بدین معنی که قبل از این که ترک به طول بحرانی خود رسیده و چرخ دچار شکست شود، رسیدن محدوده جبهه ترک به سطح یا لبه چرخ باعث شکست چرخ می‌گردد. در صورتی که ترکی زیرسطحی در ۶ میلیمتری زیر نقطه غلتان با زاویه ۲۰ درجه نسبت به محور چرخ ایجاد شود (شرایط ترک مدل شده)، محدوده مجاز آن برای رشد از نظر هندسی در راستای محور چرخ (رئوس ۲ و ۴) حداکثر ۲۲/۹ میلیمتر و در راستای عمود بر محور چرخ حداکثر ۷۳ میلیمتر می‌باشد. این مطلب نشان می‌دهد که عملاً ترک مهلتی برای رسیدن به طول بحرانی خود را ندارد. لذا در تخمین عمر، این موضوع بایستی لحاظ شود.

همان‌طور که بیان شد، جبهه ترک اولیه با رشد در جهت قطر فرعی به تدریج از میدان تنش هرتز فاصله گرفته و نرخ رشد آن به شدت

در رابطه با چرخ‌های خود نیازمند بهینه‌سازی فرایند نگهداری و تعمیرات آن‌هاست. جلوگیری از واماندگی چرخ‌ها در کنار بهینه‌سازی فرایند نگهداری و تعمیرات آن‌ها تحقیقات مفصل در زمینه خستگی تماس غلتشی منطبق با سامانه ریلی ایران را می‌طلبد.



شکل (۱۷): نمودار ضریب شدت تنش معادل راس شماره ۱ ترک بر حسب بار عمودی وارد بر چرخ [۱۶].

#### ۷- مراجع

- [1] Zerbst, U., Madler, K., and Hintze, H., "Fracture Mechanics in Railway Applications-An Overview", Engng Fract Mech, Vol. 72, 2005, pp. 163-194.
- [2] Magel, E., Sroba, P., Sawley, K., and Kalousek, J., "Control of Rolling Contact Fatigue of Rails", Center for Surface Transportation Technology, National Research Council Canada, 2005.
- [3] Richard, H. A., Fulland, M., Sunder, M., and Kullmer, G., "Fracture in a Rubber-sprung Railway Wheel", Engng Failure Analysis, Vol. 12, 2005, pp. 986-999.
- [4] Ekberg, A., and Kabo, E., "Fatigue of Railway Wheels and Rails Under Rolling Contact and Thermal Loading-an Overview", Wear, Vol. 258, 2005, pp. 1288-300.
- [5] Ekberg, A., and Sotkovszki, P., "Anisotropy and Rolling Contact Fatigue of Railway Wheels", Int J Fatigue, Vol. 23, 2001, pp. 29-43.
- [6] عزیزاده کاکلر، ج. و فرهنگیان، ا.، "بررسی پدیده خستگی تماس غلتشی در چرخ‌های فولادی راه‌آهن"، مجله فنی و تخصصی رجاء، سال ۸، شماره ۲۴، اسفند ۱۳۸۶، ص ۱۲-۸.
- [7] قاجار، ر. و عزیزاده کاکلر، ج.، "بررسی پدیده خستگی تماس غلتشی در ریل‌های راه‌آهن"، فصل‌نامه علمی ترویجی جاده، شماره ۶۲، تابستان ۱۳۸۷، ص ۸۷-۹۶.
- [8] Glodez, S., and Ren, Z., "Modelling of crack growth under cyclic contact loading", Theor Appl Fract Mech, Vol. 30, 1998, pp. 159-73.
- [9] Guagliano, M., and Vergani, L., "Experimental and Numerical Analysis of Sub-Surface Cracks in Railway Wheels", Engng Fract Mech, Vol. 72, 2005, pp. 255-69.
- [10] Lansler, E., and Kabo, E., "Subsurface Crack Face

که در آن  $P_0$  ماکزیمم تنش عمودی فشاری و  $F$  بار عمودی وارد بر چرخ است. تحلیل انجام شده در [۱۶]، از بار وارده  $146.2/700$  کیلونیوتن مقدار تنش عمودی ماکزیمم  $800$  مگاپاسکال را نتیجه گرفته است. بنابراین برای این‌که تنش عمودی ماکزیمم  $700$  مگاپاسکال شود، بار وارد بایستی برابر باشد با:

$$\frac{800}{700} = \left( \frac{146.2}{F} \right)^{1/3} \quad (28)$$

$$\therefore F = 98 \text{ kN}$$

یعنی در صورتی که بار عمودی  $98$  کیلونیوتن به چرخ در تحلیل سامانه ریلی آمریکای جنوبی اعمال شود، تئوری هرتز ماکزیمم تنش عمودی  $700$  مگاپاسکال را پیش‌بینی می‌کند که برابر با تنش ماکزیمم ناشی شده از مشخصات هندسی، مادی و بارگذاری چرخ و ریل سامانه ریلی ایران است. بنابراین نهایتاً با اعمال  $98$  کیلونیوتن بار عمودی به چرخ، نمودار شکل (۱۷) ضریب شدت تنش معادل محاسبه شده برای راس شماره ۱ ترک زیرسطحی را  $4.5 \text{ MPa.m}^{1/2}$  نشان می‌دهد. این مقدار برای مطالعه حاضر براساس مدل لیو-ماهادوان که مدل مورد استفاده در مرجع [۱۶] نیز می‌باشد، برابر  $5/8$  می‌باشد که حدود  $22\%$  اختلاف نسبی را نشان می‌دهد. این اختلاف می‌تواند عمدتاً ناشی از فرضیات تئوری هرتز (به خصوص فرض الاستیک بودن مواد که می‌تواند تا  $30\%$  درصد خطای تحلیل تنش را در پی داشته باشد)، فرض ثابت بودن سایر پارامترها در تئوری هرتز برای رابطه (۲۷) و یا خطای محاسبه ضریب شدت تنش از طریق اجزا محدود باشد.

#### ۶- نتیجه‌گیری

مدل‌سازی سه‌بعدی و تحلیل ترک زیرسطحی در چرخ با شرایط کاری منطبق با سامانه ریلی ایران، عمر رشد ترکی به طول  $2/8$  میلیمتر در زیر نقطه غلتان چرخ را حدود  $425$  هزار سیکل، معادل  $1228$  کیلومتر تخمین زد. این عمر نشان از حساسیت بالای بحث استفاده از تست‌های غیرمخرب در بازدیدهای چرخ به منظور شناسایی ترک‌های زیرسطحی دارد. همچنین طول بحرانی ترک زیرسطحی  $618$  میلیمتر محاسبه شد که عملاً محدودیت‌های هندسی چرخ اجازه رسیدن به این طول را نداده و چرخ قبل از رسیدن ترک به طول بحرانی، دچار شکست می‌شود. علاوه‌براین مود رشد ترک زیرسطحی، مود ترکیبی برشی II و III گزارش شده و رشد مود I در مورد آن اتفاق نمی‌افتد. همچنین مدل‌های تاناکا و لیو-ماهادوان نیز در تخمین ضریب شدت تنش معادل نزدیکی بسیار زیادی را در این مسئله نشان دادند. نهایتاً به عنوان نتیجه‌گیری کلی می‌توان بیان نمود که کاهش هزینه‌های هنگفت سامانه ریلی ایران

- [24] Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., and Fuchs, H. O., *Metal Fatigue in Engineering*, John Wiley & Sons; Canada, 2001.
- [25] Abaqus 6.7 Help Documentations.
- [26] Reddy, S. C., and Fatemi, A., "Small Crack Growth In Multiaxial Fatigue", *ASTM STP*, Vol. 1122, pp. 276-298, 1992.
- [27] Chao, Y. J., and Liu, S., "On the Failure Of Cracks Under Mixed-Mode Loads", *International Journal of Fracture*, Vol. 87, 1997, pp. 201-223.
- [28] Tanaka, K., "Fatigue propagation from a crack inclined to the cyclic tensile axis", *Engng Fract Mech*, Vol. 6, 1974, pp. 493-507.
- [29] Liu, Y., and Mahadevan, S., "Threshold Intensity Factor and Crack Growth Rate Prediction under Mixed-Mode Loading", *Engng Fract Mech*, Vol. 74, 2007, pp. 332-45.
- [30] Barsoum, Z., "Residual Stress Analysis and Fatigue Assessment of Welded Steel Structures", Ph.D. Thesis, KTH School of Engineering Science, Stockholm, Sweden, 2008.
- [31] Walker, E., "The Effect of Stress Ratio During Crack Propagation and Fatigue for 2024-T3 and 7076-T6 aluminum. In: Effect of Environment and Complex Load history on Fatigue Life", *ASTM STP*, Vol. 462, 1970, pp. 1-14.
- [32] Farahmand, B., and Nikbin, K., "Predicting Fracture and Fatigue Crack Growth Properties Using Tensile Properties", *Engng Fract Mech*, Vol. 75, 2008, pp. 2144-2155.
- [33] Sih, G. C., "The Role of Fracture Mechanics in Design Technology", *ASME J. Eng.*, pp. 76-DET-58, 1976.
- Displacements in Railway Wheels", *Wear*, Vol. 258, 2005, pp. 1038-47.
- [11] Bogdanski, S., and Trajer, M., "A Dimensionless Multi-Size Finite Element Model of A Rolling Contact Fatigue Crack", *Wear*, Vol. 258, 2005, pp. 1265-72.
- [12] Liu, Y., Stratman, B., and Mahadevan, S., "Fatigue Crack Initiation Life Prediction of Railroad Wheels", *Int J Fatigue*, Vol. 28, 2006, pp. 747-56.
- [13] Guagliano, M., Vergani, L., and Vimercati, M., "Determination of Stress Intensity Factors for Three-Dimensional Subsurface Cracks in Hypoid Gears", *Engng Fract Mech*, Vol. 73, 2006, pp. 1947-58.
- [14] UIC 510-2 Leaflet, International Union of Railways, 4th ed., 2004.
- [15] UIC 515-1 Leaflet, International Union of Railways, 2nd ed., 2003.
- [16] Liu, Y., Liu, L., and Mahadevan, S., "Analysis of subsurface crack propagation under rolling contact loading in railroad wheels using FEM", *Engng Fract Mech*, Vol. 74, 2007, pp. 2659-2674.
- [17] UIC 861-3 Leaflet, International Union of Railways, 3rd ed., 1991.
- [18] Strnadl, B., and Hausild, P., "Statistical Scatter in the Fracture Toughness and Charpy Impact Energy of Pearlitic Steel", *Material science and engineering A*, Vol. 486, 2008, pp. 208-214.
- [19] BS 5892, Railway rolling stock materials, Specification for monobloc wheels for traction and trailing stock, *BRITISH STANDARD*, Part 3, 1992.
- [20] Gordon, B., and Perlman, A. B., "Finite Element Estimation of the Residual Stresses in Roller-Straightened Rail Uic60 Proper", *Proceedings of the IMECE04, Anaheim, CA USA*, 2004.
- [۲۱] جدول مشخصات واگن‌های مسافری راه‌آهن ایران، شرکت قطارهای مسافری رجا، ۱۳۸۷.
- [22] UIC 505-2 Leaflet, International Union of Railways, 2nd ed., 2007.
- [23] Kurtus, R., "Rolling Friction and Automobile Tires", School for champion educational website, 2005.

### پانویس

1. Rolling contact fatigue (RCF)
2. Federal Railroad Administration
3. Abaqus
4. Part
5. Plastic shakedown
6. Seem
7. Master
8. Slave
9. Wedge
10. Linear elastic fracture mechanic
11. Elastic plastic fracture mechanic
12. Tanaka
13. Liu and Mahadevan
14. Paris
15. Walker