



## مدل سازی، تخمین رشد ترک خستگی و تحلیل مودال پره کمپرسور توربین گاز

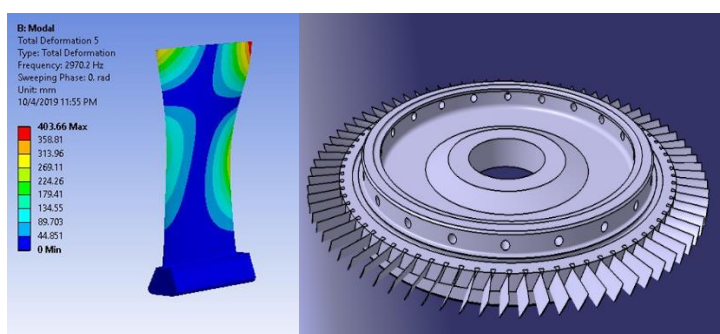
بهزاد رئوفی<sup>۱</sup>، احمد مامندی<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد پرند، دانشگاه آزاد اسلامی، پرند، ایران  
<sup>۲</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد پرند، دانشگاه آزاد اسلامی، پرند، ایران

### برجسته‌ها

- عامل اصلی رشد ترک پره‌های توربین گاز نیروی گریز از مرکز است.
- ضریب شدت تنش در مود اول در مقایسه با مود دوم و سوم بسیار بزرگ‌تر است.
- نیروی گریز از مرکز باعث تحریک مود اول می‌گردد.

### چکیده گرافیکی



### مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۳۹۹/۰۱/۱۱

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۵/۱۱

پذیرش: ۱۴۰۰/۰۷/۱۱

ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۰۲/۲۸

\*نویسنده مسئول:

ahmad.mamandi@iau.ac.ir

کلید واژه ها:

توربین گاز

پره ترک دار کمپرسور

تخمین عمر خستگی

مکانیک شکست

تحلیل مودال

### چکیده

در این پژوهش، به کمک نرم‌افزار المان محدود ANSYS تحلیل مکانیک شکست و تخمین عمر خستگی باقی‌مانده پره ترک‌دار ردیف ۱۶ بخش کمپرسور توربین گاز زیمنس V94.2 تحت تنش‌های مکانیکی و حرارتی ناشی از دوران، توزیع فشار و دما در بار ۱۰۰ درصد در حالت پایا مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این راستا، با مدل‌سازی تقارن محوری قطاع مجموعه دیسک و پره با نسبت ۱ به ۷۹، اعمال بارگذاری‌های ترمومکانیکی، شرایط مرزی و شرایط اولیه، مکان‌هایی از پره که دارای تنش‌های بالایی هستند شناسایی شده‌اند. سپس، با مدل‌سازی ترک با ابعاد مختلف در دو ناحیه بر روی ایرفویل پره کمپرسور به کمک نرم‌افزار ANSYS ضرایب شدت تنش برای ترک‌ها به‌دست می‌آیند. همچنین، با استفاده رابطه پاریس و استخراج نمودار نرخ رشد ترک برحسب ضریب شدت تنش، عمر باقی‌مانده در رشد ترک خستگی برای ترک‌هایی با ابعاد مشخص در این دو ناحیه تخمین زده می‌شوند. در پایان، با انجام تحلیل مودال فرکانس‌های کاری پره به‌دست آمده و با استخراج دیاگرام کمپل، فرکانس تداخل ارتعاشی پره نیز به‌دست آمده‌است. نتایج نشان‌دهنده آن است که برای دو ناحیه ترک اول و دوم بر روی سطح فشاری با افزایش فاصله از ریشه پره کمپرسور عمر باقی‌مانده پره ترک دار افزایش می‌یابد.

## ۱- مقدمه

در سال ۱۹۸۵، ساتیش چاند و گارگ [۱]، به بررسی قانون انتشار ترک در مجاورت نوک ترک در یک منطقه پلاستیکی حلقوی با مفهوم بسته بودن ترک پرداختند و سپس قانون رشد ترک را توسعه داده و برای شانزده ماده مورد مقایسه قرار دادند و همبستگی خوبی به دست آمد. در سال ۲۰۰۶، پاگنو و همکارانش [۲]، معادله رشد ترک خستگی پاریس را توسعه دادند و همچنین رابطه درون‌یاب تعمیم‌یافته‌ای برای منحنی  $S-N$  ارائه کردند. در سال ۲۰۰۹، کوبیاک و اورکیزا [۳]، خرابی و شکستگی پره‌های متحرک یک توربین گازی ۱۵۰ مگاواتی، بعد از ۱۸۰۰ ساعت کارکرد و ۶۵ بار خاموش و روشن شدن را بررسی کردند؛ اما در محفظه احتراق، قطعات شکسته و سائیده شده مشاهده نکردند. شرکت سازنده ضمن توجه به کارکرد کم توربین و پس از آزمایشات متالوگرافی و نمایان‌سازی ترک، علت خرابی را خستگی کم چرخه ناشی از ایجاد ترک در پین نگه‌دارنده پره‌ها به دیسک توربین اعلام کرد. همچنین با استفاده از روش المان محدود تأثیر ترک در نزدیکی ریشه پره بر فرکانس طبیعی آن بررسی شد. در سال ۲۰۰۹، ویتک [۴]، با انجام آزمایش خستگی، امکان شکست ناشی از ارتعاشات پره کمپرسور یک توربین هوایی را مورد بررسی قرار داد. آزمایش‌هایی بر روی ده نمونه از پره‌های کمپرسور تحت ارتعاشات شیکر انجام شد. در حین انجام آزمایش خستگی، بروز ترک ناشی از ارتعاشات خمشی ایرفویل پره‌ها به دست آمد. در سال ۲۰۱۱، فرهی و همکارانش [۵]، یک توربین گاز ۳۲ مگاواتی را که در ردیف ۱۶ و ۱۷ بخش کمپرسور دچار شکست شدید شده بودند به روش المان محدود مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها در فصل مشترک دیسک و شفت ترک‌های متعددی را مشاهده کردند که به‌وسیله مکانیزم خستگی رشد کرده بودند و باعث شکست دیسک‌ها تحت بارهای بیش از حد و ضربه‌ای شده بودند. در سال ۲۰۱۲، ترابی و بیاتی [۶]، در خلال فرآیند بازرسی‌های دوره‌ای توربین گازی واحد ۳۹ نیروگاه ری، تعداد ۳۹ ترک با اندازه‌ها و جانمایی مختلف در دیسک شماره ۱۱ کمپرسور مشاهده

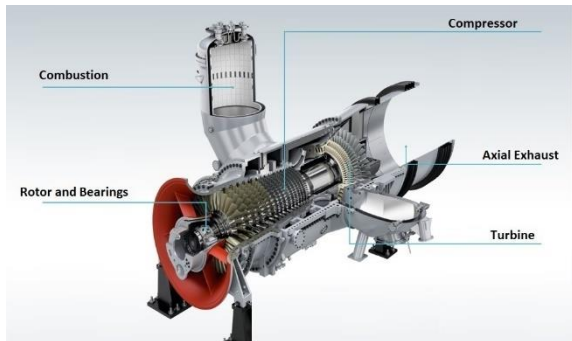
توربین گاز یک موتور حرارتی درون سوز است که انرژی حرارتی را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کند. توربین‌های گازی از انواع تجهیزات تولید انرژی هستند که استفاده زیادی در صنعت دارند. مهمترین کاربرد این تجهیز در نیروگاه‌های برق (تربوژنراتور)، صنایع هوایی، دریانوردی و صنایع نفت به عنوان درایور پمپ‌ها و کمپرسورها برای انتقال فراورده‌های نفتی) است. لازم به ذکر است که در ابتدا توربین‌های گازی عمدتاً در صنعت هوانوردی مورد استفاده قرار می‌گرفت، اما در حال حاضر بخش عمده انرژی الکتریکی مورد نیاز توسط نیروگاه‌های بخار، گازی، سیکل ترکیبی و هسته‌ای تولید می‌گردد. از زمان ورود توربین‌های گاز و کاربردهایشان در بخش‌های مختلف صنعت، تجربه رایجی وجود دارد که شکست‌های پره بخش کمپرسور یک دلیل اصلی از کار افتادن این ماشین‌ها است. از کارافتادگی یا شکست قطعات توربین‌های گازی ناشی از عوامل مختلفی است که هرکدام می‌باید به صورت مجزا بررسی گردند. پره‌های دوار و قطعات ثابت از لحاظ شرایط مواد سازه‌ای و شرایط محیط کاری (دما و فشار) با هم متفاوت هستند. بخش سرد دوار به بخش کمپرسور توربین گاز اطلاق می‌شود که از تعداد زیادی پره و دیسک در طبقات مختلف برای متراکم کردن سیال مورد نظر تشکیل شده‌است. یکی از قطعات مهم در بخش کمپرسور، پره‌های متحرک هستند. این پره‌ها تحت بارهای حرارتی و مکانیکی بالایی قرار دارند که از این نظر جز حساس‌ترین قطعات در توربین‌گازی به شمار می‌روند. یکی از مشکلات رایج در صنعت نیروگاهی، شکست در پره‌های بخش کمپرسور توربین به دلایل متعددی از جمله نیروهای گریز از مرکز و آیرودینامیکی پره، برخورد سیال، ارتعاش و نامیزانی می‌باشد که این عوامل می‌تواند باعث ایجاد ترک در پره و شکست آن شود. در زمینه تحلیل‌های ترمومکانیکی پره‌های بخش داغ و سرد توربین‌های گازی تاکنون تحقیقات زیادی انجام شده‌است که در ذیل به تعدادی از آنها اشاره می‌شود.

اندازه ترک در لبه پره و همچنین سرعت دورانی را بر روی پارامترهای شکست (شدت تنش، انتگرال  $I$ ) در تحلیل شکست استاتیکی را به دست آوردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که افزایش عمق ترک باعث کاهش فرکانس طبیعی در پره شده است. در سال ۲۰۱۸، رانی و همکارانش [۱۲]، به بررسی شکست در پره ردیف اول یک توربین گاز ۳۰ مگاواتی پرداختند. تحقیقات شامل بازرسی چشمی، آنالیز شیمیایی، آنالیز ریزساختار و ارزیابی تنش با استفاده از نرم‌افزار ANSYS بود. مشخص شد که شکست پره به دلیل اثر توام فرسایش، اکسیداسیون، گرم کردن بیش از حد و خوردگی داغ اتفاق افتاده است. در سال ۲۰۱۸، یاکویی و شوچیانگ [۱۳]، تاثیر عمر خستگی ترکیبی چرخه پایین با چرخه بالا را بر عملکرد خستگی پره کمپرسور مورد مطالعه قرار داده و به این نتیجه رسیدند که چرخه‌های ترکیبی عمر پره را در مقایسه با عمر خستگی کم چرخه خالص به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد. در سال ۲۰۱۹، ژنگ و همکارانش [۱۴]، رشد ترک بر روی یک پره کمپرسور را تحت ارتعاش مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که نیروهای آیرودینامیکی تاثیر بیشتری در رشد ترک در سرعت‌های پایین دارند درحالی‌که نیروی گریز از مرکز بر رشد ترک در سرعت‌های بالا تاثیر بیشتری خواهند داشت. موسوی و همکارانش [۱۵]، در سال ۲۰۰۹، به تحلیل شکست در پره‌های فن خنک‌کننده ژنراتور توربین گاز پرداختند. تحلیل تنش در پره نشان داد که حداکثر تنش وارده بر قطعه از حد دوام ماده خیلی کمتر است اما در حالتی که تمام صفحات ریشه پره در تمام جهات ثابت شده بود حالت تشدید وجود داشت. در نهایت آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در حالت تشدید مقدار تنش کششی در ریشه از حد دوام ماده بیشتر بوده و نشان از کاهش عمر پره دارد که طی چند دوره بارگذاری شکسته می‌شود.

لازم به ذکر است از آنجایی که، توربین‌های گاز صنعتی و هوایی جز تجهیزات دارای تکنولوژی بالا و بسیار گران قیمت بوده، بررسی عوامل واماندگی هر نوع و مدلی از این

کردند که شروع تمامی ترک‌ها از محل اتصال پره‌های روتور کمپرسور به دیسک بود. در بررسی‌ها مشخص شد علت شروع ترک‌ها، سایش پره‌ها و دیسک در محل اتصال آن‌ها بوده و رشد ترک‌ها در اثر پدیده خستگی سایشی اتفاق افتاده است. در سال ۲۰۱۴، پورسعیدی و بختیاری [۷]، پره کمپرسور توربین گاز GE-F6 را در شرایطی که دو ترک نیم‌بیضوی در آن وجود داشت مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که ترک دوم تاثیری بر روی شدت تنش نهایی ندارد، ولی با این‌حال روند رسیدن به طول بحرانی را تسهیل می‌کند. در سال ۲۰۱۵، بویسن و همکارانش [۸]، به بررسی تخمین عمر خستگی پره توربین ردیف فشار پایین تحت رزونانس پرداختند. آن‌ها از طریق انجام آزمایش خواص ماده را به دست آورده و نمودار تنش عمر (S-N) را رسم کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در پره‌های توربین تحت شرایط رزونانسی، با کمترین تغییر در فاکتورهایی مانند تنش حالت پایه، ضریب استهلاک و دامنه تحریک، باعث تغییر قابل‌ملاحظه در عمر خستگی می‌گردد. در سال ۲۰۱۶، پلزیوتشینگ و همکارانش [۹]، تحلیل مکانیک شکست در ریشه پره یک توربین بخار از جنس فولاد آلیاژی X20Cr13 را با استفاده از روش المان محدود انجام دادند و مشاهده کردند بیشترین حالت تنش در لبه‌های ریشه پره توربین ایجاد شده و ترک در همین نقاط شروع به رشد می‌کند. سپس، عمر رشد ترک خستگی را تخمین زدند و نتایج به دست آمده را با روش تجربی مقایسه کردند که تطابق خوبی به دست آمد. در سال ۲۰۱۶، مامندی و رجبی [۱۰]، تحلیل مکانیک شکست و تخمین عمر باقی‌مانده در رشد ترک خستگی پره توربین گاز Ruston TA-1750 را با استفاده از روش المان محدود انجام دادند و نتایج به دست آمده از روش غیرخطی را با تحلیل خطی رابطه پاریس مورد مقایسه قرار دادند. در سال ۲۰۱۶، فرناندس و همکارانش [۱۱]، یک روش برای تحلیل ترک سه‌بعدی ارائه کردند. سپس، یک ترک سه‌بعدی بر روی پره کمپرسور توربین گاز مدل کردند و در نهایت اثرات

توربین‌های گازی زیمنس V94.2 با توان مکانیکی تقریباً 160 MW با تعداد نزدیک به صدوپنجاه واحد در شبکه برق کشور در سیکل ساده و ترکیبی بدنه اصلی تولید برق حرارتی را تشکیل می‌دهند. این توربین‌ها به دلیل فناوری پیشرفته‌ای که دارند از تجهیزات گران قیمت در صنایع بالادستی نفت و گاز و نیروگاهی کشور محسوب می‌شوند. این توربین گاز یک توربوماشین تک محوره است که محور یا شفت آن بین توربین و کمپرسور مشترک است. روتور در محفظه‌ای پرفشار بر روی دو یاتاقان دوران می‌کند. توان تولیدی از طریق یک شفت میانی در انتهای کمپرسور به یک ژنراتور منتقل می‌شود. بخش کمپرسور این توربین از 16 ردیف دیسک و پره تشکیل شده که هوا را به عنوان سیال عامل متراکم می‌نماید. دمای خروجی از کمپرسور در حدود برابر با  $330^{\circ}\text{C}$  و سرعت دورانی بخش کمپرسور توربین در بار کامل 3000 rpm است. هوای محیط پس از متراکم شدن در کمپرسور در دو محفظه احتراق با سوخت ترکیب شده و سپس محترق می‌گردد. هریک از این محفظه‌ها شامل هشت مشعل به منظور افزودن گرما به هوای ورودی توربین می‌باشند. سپس، گازهای داغ با دمای تقریبی  $1100^{\circ}\text{C}$  و با سرعت حدود  $80\text{ m/s}$  وارد توربین شده و با عبور از چهار ردیف پره بخش توربین منبسط شده و با فشار اتمسفر به محیط تخلیه می‌گردد. در شکل 1، نمای برش خورده نمونه‌ای از یک توربین گاز زیمنس V94.2 و اجزای آن نشان داده شده‌است.



شکل 1: نمای برش خورده از توربین گاز زیمنس V94.2

توربین‌های گاز در کارکرد دارای اهمیت بوده و توسط شرکت‌های سازنده و محققین شاغل در صنعت و پژوهشگران دانشگاهی تحقیقات گسترده‌ای در طی سالیان متمادی بر روی این عوامل و فرایندها انجام شده‌است. به عنوان نمونه به مقالات چاپ شده در کنفرانس‌های جهانی و بین المللی سالیانه توربین گاز با عنوان GTC و گزارشات متعدد فنی توسط مراکز علمی-صنعتی (مانند NASA technical reports) و شرکت‌های سازنده می‌توان اشاره کرد. از این منظر به عنوان زمینه نوآوری پژوهش پیش رو برای تحلیل مکانیک شکست و تخمین عمر پره ترک‌دار کمپرسور ردیف 16 توربین گاز زیمنس V94.2 انجام شده‌است.

در این پژوهش، با استفاده از روش المان محدود تحلیل مکانیک شکست پره کمپرسور ردیف 16 توربین گاز زیمنس V94.2 تحت تنش‌های مکانیکی و حرارتی ناشی از دوران، توزیع فشار و دما در بار 100 درصد در حالت پایا مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این راستا، با مدل‌سازی تقارن محوری قطاع مجموعه دیسک و پره با نسبت 1 به 79، اعمال بارگذاری‌های ترمومکانیکی، شرایط مرزی و شرایط اولیه مکان‌هایی از پره که دارای تنش‌های بالایی هستند شناسایی شده‌اند. سپس، با مدل‌سازی ترک با ابعاد مختلف در دو ناحیه بر روی ایرفویل پره به کمک نرم‌افزار ANSYS ضرایب شدت تنش برای ترک‌ها به دست می‌آیند. سپس، با استفاده رابطه پاریس و استخراج نمودار نرخ رشد ترک برحسب ضریب شدت تنش، عمر باقیمانده در رشد ترک خستگی برای ترک‌هایی با ابعاد مشخص در این دو ناحیه تخمین زده می‌شوند. در پایان، با انجام تحلیل مودال فرکانس‌های کاری پره به دست آمده و با استخراج دیاگرام کمپل فرکانس تداخل ارتعاشی پره نیز به دست آمده‌است.

## ۲- مشخصات کارکردی و مدل‌سازی المان محدود پره ردیف 16 کمپرسور توربین گاز V94.2

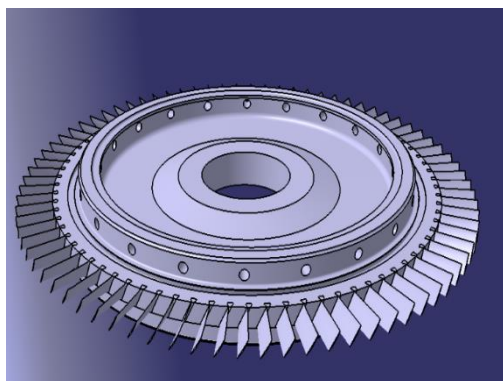
ابر نقاط به دست آمده از اسکن نوری و ایجاد مقاطع متعدد در راستای طول پره در نرم افزار CATIA ایجاد شده است.

## ۲-۲- خواص ماده پره کمپرسور

پره های توربین گاز در شرایطی کار می کنند که متغیرهای دما، فشار و جریان سیال عوامل اثر گذار در کارکرد آن هستند.

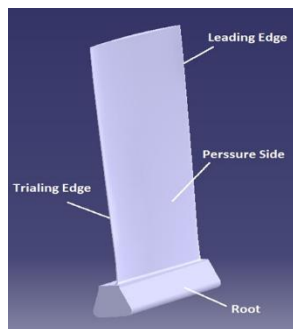
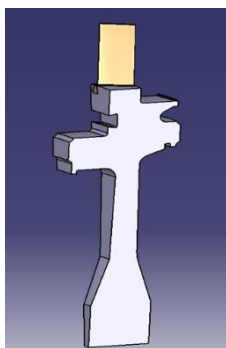


(الف)



(ب)

شکل ۲: (الف) مدل واقعی دیسک و پره ردیف ۱۶ کمپرسور و (ب) مجموعه دیسک و پره ردیف ۱۶ کمپرسور مدل سازی شده در نرم افزار CATIA



پره های متحرک کمپرسور روی دیسک های روتور سوار هستند و وظیفه آنها این است که انرژی دریافتی را به انرژی جنبشی و افزایش فشار روی هوای ورودی کمپرسور تبدیل کنند و سپس آنها را به سمت پره های ثابت هدایت کنند تا انرژی پتانسیل هوای فشرده را به همراه پره های ثابت به افزایش فشار هوا تبدیل نمایند. پروفیل های پره ها مطابق با مشخصه های جریان بهینه شده و با در نظر گرفتن نسبت عرض به طول تقویت می گردند. هر مرحله کمپرسور شامل یک ردیف پره های متحرک و سپس یک ردیف پره های ثابت است که در مجموع هر مرحله باعث افزایش فشار روی هوای عبوری می شوند. شکل ریشه این پره ها کمترین ابعاد را دارد و روی شیارهایی که بر روی دیسک روتور تعبیه شده نصب می شوند. وجود واشرها و ثابت کننده هایی که روی دیسک نصب می شوند از حرکت طولی پره ها روی شیارهای دیسک جلوگیری می کنند. این روش امکان تعویض و یا جا زدن پره ها را در هنگامی که حتی روتور از جای خود بیرون آورده نشده را فراهم می آورد. در شکل های ۲-الف و ۲-ب به ترتیب نمای واقعی از مجموعه دیسک و پره های کمپرسور ردیف ۱۶ توربین گاز مورد بررسی و نمای مدل سازی شده از مجموعه دیسک و پره ها در نرم افزار CATIA در این پژوهش نشان داده شده است.

## ۲-۱- مدل سازی پره و دیسک ردیف ۱۶ کمپرسور توربین گاز

در شکل ۳-الف مدل سه بعدی ایرفویل پره و در شکل ۳-ب هندسه ایجاد شده پره و دیسک در نرم افزار CATIA نشان داده شده است. با توجه به این که ۷۹ پره در ردیف ۱۶ بخش کمپرسور توربین گاز وجود دارد برای ساده سازی تحلیل و با استفاده از تقارن محوری پره همراه با دیسک، قطاعی با نسبت ۱ به ۷۹ مطابق شکل ۳-ب در نرم افزار CATIA ایجاد شده است. لازم به ذکر است که در پژوهش کنونی مدل هندسی سه بعدی پره کمپرسور توربین به کمک

در تحلیل‌های پیش رو، فشار و دمای حالت پایا در بار ۱۰۰ درصد بر روی مدل سه‌بعدی پره اعمال شده‌است. همچنین، سرعت دورانی برابر با ۳۰۰۰ rpm برای پره در شرایط کاری در حالت پایا در نظر گرفته شده‌است. لازم به ذکر است که پس از شروع به دوران روتور توربین گاز مدت زمانی لازم است تا روتور به سرعت دورانی در بار کامل برسد و سپس تنش‌ها در چرخش پره به حالت پایا می‌رسند. در این زمان، پره به حداکثر شرایط دمای کاری خود در حالت پایا می‌رسد. در شکل ۴-الف و ۴-ب، به ترتیب کانتور توزیع دما و فشار بر روی ایرفویل و در شکل ۴-پ نمایشی از مدل تقارن محوری قطاعی از مجموعه پره و دیسک با نسبت یک به ۷۹ با اعمال سرعت دورانی ۳۰۰۰ rpm حول محور  $\gamma$  (برای مدل‌سازی نیروی گریز از مرکز وارده بر پره) در حالت بار کامل نشان داده شده‌اند. بیشینه دمای پره توربین در شرایط کاری پایا برابر با  $330^\circ\text{C}$  می‌باشد. توزیع دما به شکلی است که ریشه پره دمایی در حدود  $150^\circ\text{C}$  -  $50^\circ\text{C}$  دارد و دما در راستایی محور طولی پره افزایش می‌یابد و اکثر سطح ایرفویل دارای بیشترین مقدار دما می‌باشند. همچنین، مقدار میانگین فشار هوا بر روی ایرفویل پره ردیف ۱۶ کمپرسور برابر با  $1\text{ MPa}$  ( $=10\text{ bar}$ ) می‌باشد.

## ۲-۴- المان بندی پره و دیسک به روش المان محدود

در شکل ۵، مش‌بندی پره کمپرسور توربین گاز از المان ۴ وجهی ۱۰ گره‌ای در نرم‌افزار Hypermesh نشان داده شده‌است.

در پژوهش کنونی، برای بررسی دقت نتایج به‌دست آمده از روش المان محدود و برای تأیید کیفیت شبکه، همگرایی جواب تنش معادل (فون مایز)  $\sigma_e$  در مش‌هایی با اندازه متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. بیش‌ترین مقدار تنش معادل فون مایز در هر یک از اجزا به عنوان معیار برای مقایسه در همگرایی انتخاب می‌گردد. زیرا این تنش معادل، در بردارنده اثر تمامی مؤلفه‌های تنش است. در این روش،

(الف) (ب)  
**شکل ۳:** (الف)- مدل سه‌بعدی هندسه پره کمپرسور ردیف ۱۶ و (ب)- مدل تقارن محوری قطاع دیسک و پره کمپرسور ردیف ۱۶ با نسبت ۱ به ۷۹

ماده مورد استفاده در پره کمپرسور ردیف ۱۶ از فولاد آلیاژی زنگ نزن X20Cr13 است. این فولاد آلیاژی در صنایع مختلفی کاربرد دارد. از جمله کاربردهای آن استفاده در موتور موشک‌ها، پره‌های توربین گاز و روتور سانتریفیوژهای هسته‌ای است. در این پژوهش رفتار ماده همسانگرد در نظر گرفته می‌شود. عنصر پایه در این فولاد آلیاژی، آهن بوده و ترکیبات شیمیایی فولاد آلیاژی X20Cr13 در جدول ۱ ارائه شده‌است. همچنین، خواص مکانیکی و فیزیکی این فولاد آلیاژی در جدول ۲ ارائه شده‌است.

**جدول ۱:** درصد ترکیب شیمیایی فولاد آلیاژی X20Cr13 استفاده شده در پره کمپرسور ردیف ۱۶ توربین گاز V94.2

ترکیبات شیمیایی آلیاژ X20Cr13 (برحسب %)			
C	Mn	Si	P
۰/۱۷-۰/۲۵	$\leq 1$	$\leq 1$	$\leq 0/045$
S	Cr	Ni	Cu
$\leq 0/03$	۱۲-۱۴	$\leq 0/33$	$\leq 0/18$

**جدول ۲:** خواص فیزیکی و مکانیکی فولاد آلیاژی X20Cr13

کمیت	مقدار
مدول الاستیسیته $E$	۲۰۵ GPa
نسبت پواسون $\nu$	۰/۲۳۵
چگالی $\rho$	۷۷۰۰ kg/m <sup>3</sup>
مقاومت تسلیم $S_y$	۶۹۰ MPa
مقاومت نهایی کششی $S_{ut}$	۸۵۰ MPa
ظرفیت گرمایی ویژه $K$	۴۶۰ J/Kg.K

## ۲-۳- شرایط بارگذاری دمایی، فشار و دورانی پره کمپرسور در حالت کارکرد پایا در بار کامل

در شکل ۶، توزیع تنش فون مایزز ناشی از سرعت دورانی، فشار و توزیع دما بر هر دو سطح فشاری و مکشی پره نشان داده شده است. بیشترین تنش فون مایزز ایجاد شده در پره می شود که بیشترین تنش در لبه حمله سطح فشاری و بیشترین مقدار آن روی سطح مکشی مطابق شکل ۶-ب در وسط سطح مکشی و در ناحیه اتصال آن با ریشه رخ می دهد.

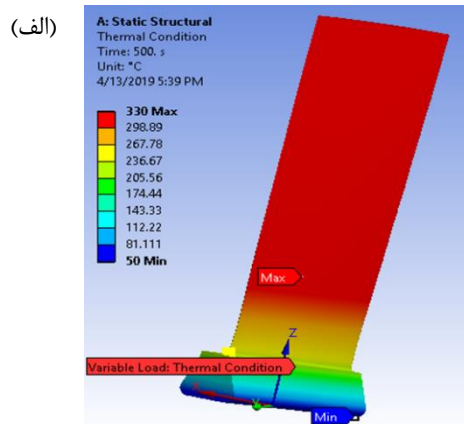
ارائه نتایج تنش فون مایزز به این دلیل است که تنش فون مایزز همواره به عنوان یک پناهگاه امن برای طراحی در نظر گرفته می شود و همانطور که مشاهده می شود بیشینه تنش فون مایزز ایجاد شده توسط تنش های اعمالی خیلی کمتر از تنش تسلیم ماده تشکیل دهنده پره است. همچنین با توجه به شکل ۷، بیشترین تنش برشی برابر  $214/66 \text{ MPa}$  می باشد که در سطح مکش پره در نزدیکی ریشه پره اتفاق افتاده است.

فرآیند شبکه بندی فضای محاسباتی با درشت ترین شبکه ممکن شروع شده و افزایش المان ها تا جایی ادامه می یابد که مکان بیشینه تنش فون مایزز در شبکه بندی تغییر نکند و مقدار آن در همسایگی یک عدد مشخص قرار گیرد. با توجه به مطالب فوق پره تحت بارگذاری عملکردی قرار گرفته و مقادیر تنش فون مایزز برای پره بدون ترک در جدول ۳ به ازای تغییر اندازه المان ارائه شده است. با بررسی نتایج به دست آمده در جدول ۳ مشاهده می شود که بیشترین اختلاف به دست آمده برای تنش معادل در شبکه بندی های مورد بررسی در حدود  $10 \text{ MPa}$  با اختلاف نسبی در حدود ۳ درصد است. این مطلب نشان دهنده همگرایی حل المان محدود بوده و همگرایی قابل قبولی از تنش وارده بر پره در مدل ایجاد شده را نشان می دهد. بنابراین، در ادامه تحلیل نتایج از مش با اندازه المان  $1 \text{ mm}$  برای کل مدل استفاده شده است.

### ۳- تحلیل المان محدود مکانیک شکست و تخمین عمر باقی مانده پره ترک دار توربین گاز V94.2

در این بخش، ابتدا به تحلیل تنش پره کمپرسور بدون ترک پرداخته شده تا موقعیت های مستعد ایجاد ترک شناسایی شوند. سپس، با مدل سازی ترک در دو موقعیت احتمالی بر روی پره، مقادیر شدت تنش در مود اول شکست ارزیابی شده و با ایجاد مدل ترک پیش رونده مراحل رشد ترک شبیه سازی شده تا از روی روند آن با تخمین ضریب شدت تنش، تخمین عمر باقی مانده رشد ترک خستگی انجام شود. در انتها با انجام تحلیل مودال و استخراج دیاگرام کمپل پارامتر تاثیر گذار فرکانس تشدید کاری نیز به دست آمده است. لازم به ذکر است برای اطمینان یافتن از فرایند مدل سازی المان محدود در تحلیل ترک و تخمین عمر باقی مانده پره ترک دار و ارزیابی نتایج، کالیبراسیون نرم افزار با نتایج گزارش شده در مرجع [۴] انجام شده است.

#### ۳-۱- تحلیل تنش پره بدون ترک توربین گاز

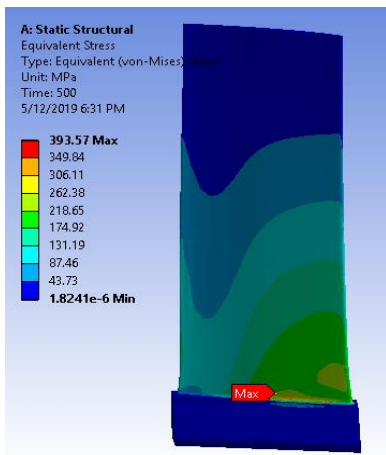


۱/۹۶۰-۶	۳۹۵۳۸	۱۳۲۱۰۴۶	۸۵۶۹۵	۱/۵	۴	۳
۲/۹۰۰-۶	۳۹۹/۴۴	۱۱۰۱۳۱۶	۷۸۲۰۴۲	۲	۴	۴
					وجهی	
					وجهی	

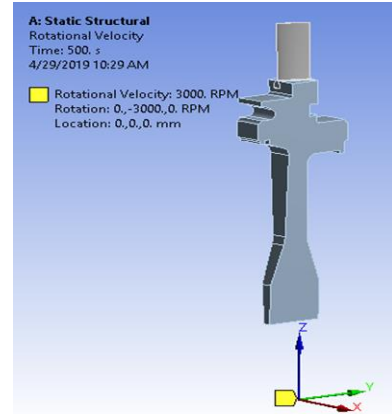
۳-۲- اعتبارسنجی نتایج تحلیل مکانیک شکست و تخمین عمر باقی‌مانده و کالیبراسیون نرم‌افزار

در این پژوهش، جهت اعتبارسنجی نتایج در تحلیل مکانیک شکست برای محاسبه ضرایب شدت تنش و تخمین عمر باقی‌مانده در پره کمپرسور، از نتایج آزمایش خستگی در انتشار ترک انجام گرفته در مرجع [۴] بهره گرفته شده‌است. لازم به ذکر است که در مرجع [۴] تحلیل خستگی و عمر رشد ترک در پره طبقه اول کمپرسور توربین گاز هوایی متعلق به یک هلی‌کوپتر بررسی شده‌است. در شکل ۸، هندسه مورد مطالعه در مرجع [۴] و مدل پره طبقه اول کمپرسور توربین گاز و مکان مقطع در نظر گرفتن ترک بر روی آن نشان داده شده‌است.

(الف)



(پ)



شکل ۴: (الف)- کانتور توزیع دما بر روی ایرفویل، (ب)- سطح فشار در پره بخش کمپرسور توربین گاز بدون ترک (نمای روبرو از سمت فشار ایرفویل پره)، (پ)- نمایی از نیروی گریز از مرکز وارده بر پره حول محور  $Y$



شکل ۵: نمایی از پره بخش کمپرسور المان‌بندی شده در نرم‌افزار Hypermesh

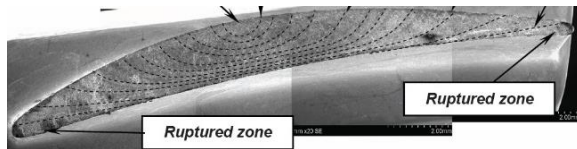
جدول ۳: بررسی همگرایی مش‌ها

شماره المان‌بندی	نوع المان	اندازه المان (mm)	تعداد المان	تعداد گره	$\sigma_e$ (MPa)	
					max	min
۱	وجهی	۰/۹	۱۲۶۱۲۰	۱۷۵۵۳۹۹	۳۸۸/۹۸	۱/۸۲۵۵-۶
۲	وجهی	۱	۱۱۵۳۹۳	۱۶۸۸۷۰۵	۳۹۳/۵۷	۱/۹۴۵۵-۶

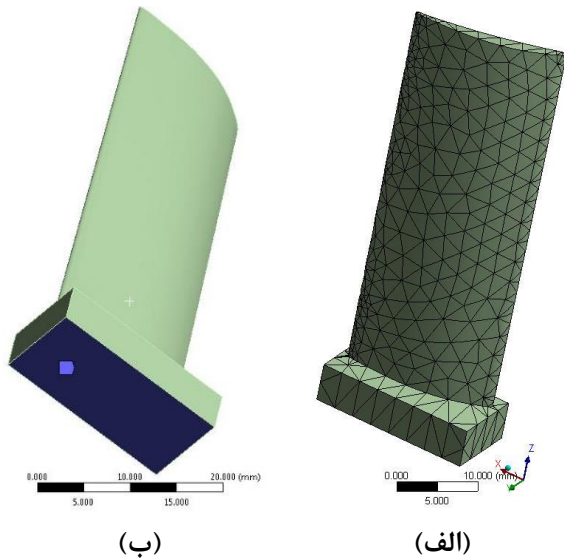


کمپرسور توربین گاز هوایی نشان داده شده است [۴]. لازم به ذکر است که در آزمایش تشریح شده در مرجع [۴]، پدیده خستگی و ایجاد و رشد ترک خستگی ناشی از شرایط کاری در حالت رزونانس پره توسط دستگاه شیکر (shaker) در آزمایشگاه مورد مطالعه قرار گرفته است. در این مرجع، رزونانس اول پره برابر با ۷۷۴ Hz گزارش شده است.

برای اطمینان از صحت نتایج به دست آمده از تحلیل مکانیک شکست توسط روش المان محدود، ابتدا لازم است که مدل هندسی پره مطابق با ابعاد شکل ۸ و مقطع نزدیک به ایرفویل ارائه شده در شکل ۹ ایجاد گردد. شکل ۱۰-الف مدل المان‌بندی شده از نوع تتراهدرال پره طبقه اول کمپرسور توربین گاز هوایی را نشان می‌دهد. همچنین، در شکل ۱۰-ب شرایط مرزی گیردار در پره جهت شبیه‌سازی قرارگیری پره در دستگاه شیکر بر انتهای ریشه پره نشان داده شده است.



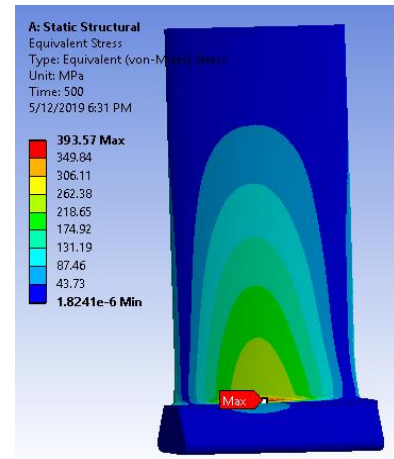
شکل ۹: شماتیک مقطع نمونه شکست در رشد ترک خستگی پره طبقه اول کمپرسور توربین گاز هوایی [۴]



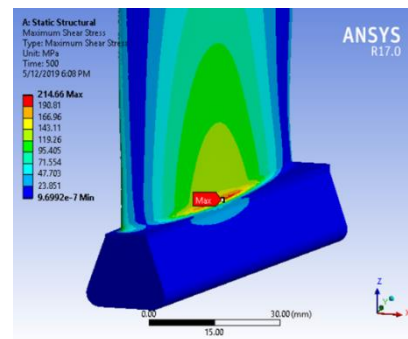
(ب)

(الف)

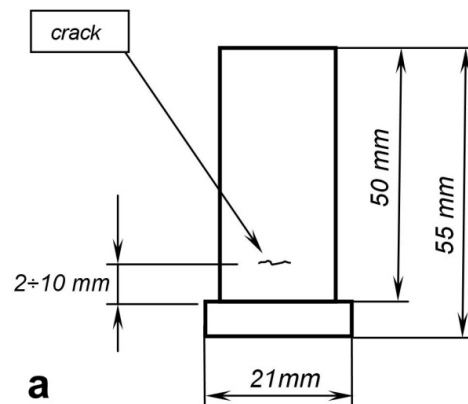
(ب)



شکل ۶: توزیع تنش فون مایزز در پره بدون ترک ردیف ۱۶ کمپرسور، (الف) - توزیع تنش فون مایزز روی سطح فشاری پره و (ب) - توزیع تنش فون مایزز روی سطح مکشی پره



شکل ۷: توزیع تنش برشی در پره بدون ترک



شکل ۸: هندسه پره طبقه اول کمپرسور توربین گاز هوایی و مکان ترک بر روی آن [۴]

در شکل ۹، مقطع شکست ناشی از رشد ترک خستگی در آزمایش خستگی ناشی از بار رزونانسی پره طبقه اول

شکل ۱۰: الف- المان بندی پره کمپرسور و ب- شرط مرزی گیردار در پره

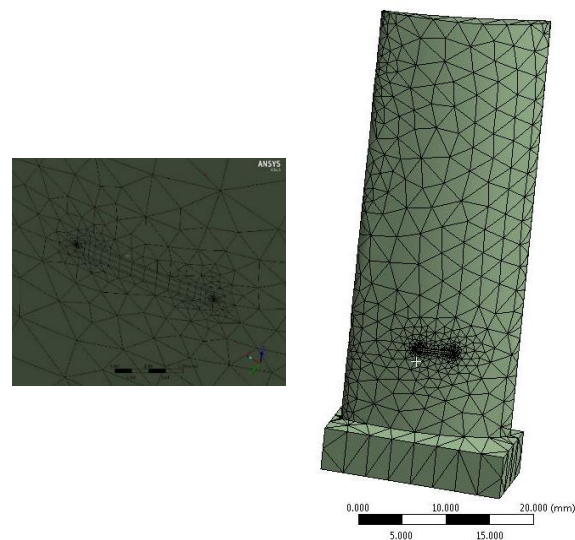
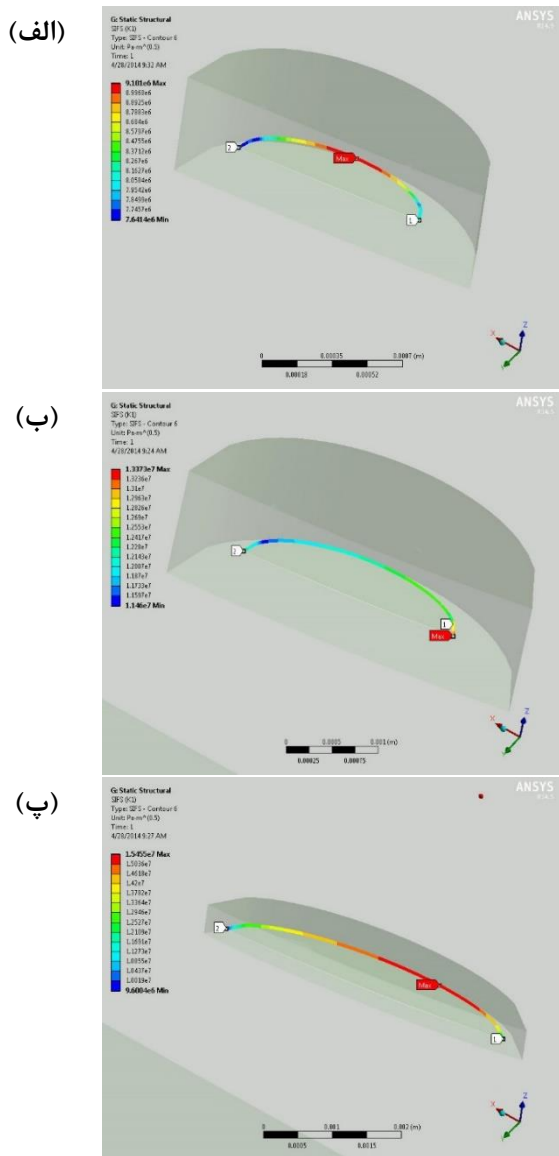
برای بررسی رشد ترک خستگی در حالت کاری و در شرایط رزونانس، تحلیل تنش المان محدود ترک در مقطعی به فاصله ۱۰ mm از پایین ترین سطح مربوط به ریشه Dove Tail بر روی پره کمپرسور توربین گاز هوایی مرجع [۴] انجام شده است. این مقطع در منطقه قرارگیری در بیشترین تنش های خمشی پره واقع است که این وضعیت امکان بروز ترک و پیشروی آن در این مقطع را بسیار بیشتر از مناطق دیگر در سطح ایرفویل پره خواهد نمود. از سوی دیگر امکان شکست در این مناطق بر روی ایرفویل پره طبقه اول کمپرسور بر اساس حوادث گزارش شده و واماندگی های واقعی پیش آمده برای تعدادی از پره های ردیف اول کمپرسور توربین های هوایی، که دچار ترک پیشروی کننده و در نهایت شکست شده اند، نیز وجود دارد. در منطقه دارای تنش بالا بر روی پره متحرک کمپرسور توربین گاز هوایی در مرجع [۴] با مدل سازی ترک و ایجاد مدل رشد ترک خستگی، نتایج تحلیل تنش مکانیک شکست نیز به دست آمده اند. سپس نتایج تحلیل های انجام گرفته برای تعیین نرخ رشد ترک خستگی پره در بارگذاری رزونانسی با نتایج آزمایش در مرجع [۴] مقایسه شده است. با در نظر گرفتن ترک های نیم بیضوی بر روی سطح ایرفویل پره [۴] در مقطع اشاره شده در بالا تحلیل مکانیک شکست برای پره با خواص مکانیکی در نظر گرفته شده در نرم افزار ANSYS انجام شده است. برای این منظور با مدل سازی سه ترک نیم بیضوی، نتایج تحلیل تنش المان محدود تحلیل المان محدود برای توزیع پارامتر  $K_{I\max}$  در مدل سازی ترک در پره ارائه شده اند. این سه ترک مرتبط با شرایط کاری در رزونانس با دامنه ثابت بوده و نتایج مربوط به نرخ رشد ترک آن در مرجع [۴] برای مقایسه در دسترس می باشد. سپس، بر اساس ضریب شدت تنش  $K_{I\max}$  در نوک ترک، منحنی تغییرات شدت تنش برحسب عمق ترک استخراج شده و معادله حاکم بر آن به دست آمده است. در ادامه، با بهره گیری از معادله

پاریس و محاسبه کامپیوتری به محاسبه عمر رشد ترک خستگی و نرخ رشد ترک پرداخته شده است. در نهایت بر اساس تحلیل المان محدود و نتایج آزمایش در مرجع [۴] مقایسه ای بین این دو انجام شده تا صحت نتایج به دست آمده از روش المان محدود حاضر با نتایج آزمایش تایید گردد.

در شکل ۱۱- الف و ۱۱- ب به ترتیب مدل المان محدود و مش ایجاد شده برای پره ترک دار طبقه اول کمپرسور توربین گاز هوایی و نمای بزرگ شده از مدل مش در محل وجود ترک در پره نشان داده شده است.

با توجه به نوع ماده اشاره شده و بکار رفته در توربین هوایی در مرجع [۴]، ضرایب معادله پاریس در رابطه کلی به صورت  $da/dN = C(K_I)^m$  با  $C=10.2$  و  $m=2$  در نظر گرفته شده که در آن  $da/dN$  نرخ رشد ترک خستگی و  $K_{I\max}$  بیشینه مقاومت در برابر شکست ماده می باشد [۱۶]. لازم به ذکر است که منحنی خطی  $\log(da/dN)$  برحسب  $\log(K_{I\max})$  در مراجع به عنوان رابطه پاریس شناخته می شود [۱۶].

در ادامه با مدل سازی ترک هایی نیم بیضوی با سه اندازه مختلف در نرم افزار المان محدود ANSYS نتایج تحلیل مکانیک شکست در رشد ترک خستگی در پره ترک دار طبقه اول کمپرسور با خواص مکانیکی و اعمال بارگذاری به دست آمده است. لازم به ذکر است که  $c$  نشان دهنده نصف طول ترک و  $a$  عمق ترک می باشد. در جدول ۴، ابعاد هندسی در مدل سازی سه ترک و مقدار  $K_{I\max}$  محاسبه شده از تحلیل المان محدود به کمک نرم افزار ANSYS برای پره ترک دار در مقطع نمونه پره ارائه شده است.



(الف) (ب)

شکل ۱۱: الف- مدل المان محدود و مش، ب- مش در محل وجود ترک در پره کمپرسور

در گام بعدی، با استفاده از مقادیر محاسبه شده از تحلیل المان محدود برای  $K_{I\max}$  با عمق ترک‌های مختلف، منحنی  $K_{I\max}$  برحسب عمق ترک  $a$  به دست می‌آید. در شکل ۱۲- الف، ب و پ، به ترتیب برای ترک‌های شماره ۱، ۲ و ۳ در پره طبقه اول کمپرسور توربین هوایی، توزیع  $K_I$  نشان داده شده‌است.

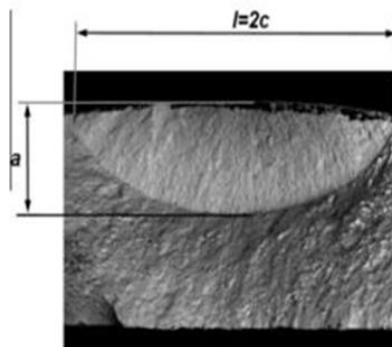
جدول ۴: ابعاد هندسی ترک و مقدار محاسبه شده  $K_{I\max}$  برای پره ترک‌دار در مقطع نمونه پره

شماره ترک	$c$ (mm)	$a$ (mm)	$K_{I\max}$ (MPa $\sqrt{m}$ )
۱	۰/۵	۰/۵	۹/۱۰۱
۲	۱/۲۵	۱/۲۵	۱۳/۳۷۳
۳	۲/۲۵	۲/۲۵	۱۵/۴۵۵

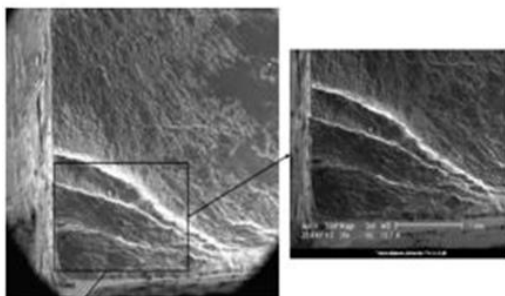
شکل ۱۲: توزیع  $K_I$  در محل ترک در پره طبقه اول کمپرسور توربین هوایی، الف- ترک شماره ۱، ب- ترک شماره ۲ و پ- ترک شماره ۳.

به کمک برنامه محاسباتی نوشته شده در انتگرال‌گیری عددی برای محاسبه نرخ رشد ترک خستگی و تخمین عمر باقی‌مانده در رشد ترک خستگی بر حسب سیکل، در جدول ۵، نتایج به‌دست آمده از تحلیل المان محدود با نتایج مرجع [۴] (نتایج آزمایش) مقایسه شده‌اند. مقایسه نتایج، نشان‌دهنده تطابق بسیار خوب بین نتایج تحلیل المان

نتیجه این مکان‌ها بیشتر از نقاط دیگر مستعد ایجاد و رشد ترک هستند [۱۰].



(الف)



(ب)

شکل ۱۳: هندسه ترک‌های ایجاد شده در قسمت‌های مختلف پره توربین گاز [۴]، (الف) - ترک نیم بیضوی، (ب) - ترک ربع بیضوی

در این تحقیق، ابتدا مطابق شکل ۱۴ در دو ناحیه مذکور در بالا ترک اولیه با هندسه نیم‌بیضوی به ابعاد  $a=0/364$  mm (عمق ترک) و  $c=0/380$  mm (نصف طول ترک) در نظر گرفته شده‌است. سپس ترک اولیه در نه مرحله تا شکست نهایی پره رشد داده شده [۱۰] و در نهایت ضرایب شدت تنش بیشینه توسط نرم‌افزار ANSYS محاسبه شده‌است. ابعاد ترک‌های در نظر گرفته شده در تحلیل در جدول ۶ و جدول ۷ در ادامه مقاله ارائه شده‌اند. پس از مدل‌سازی ترک‌های نیم بیضوی در دو ناحیه مذکور در بالا بر روی پره کمپرسور توربین گاز و سپس رشد ترک خستگی تا طول ترک بحرانی ضرایب شدت تنش به عنوان نمونه برای ترک‌های مرحله ۳، ۵ و ۹ (جدول ۶ را ببینید) در شکل ۱۵

محدود و کدهای کامپیوتری با نتایج آزمایش در مرجع [۴] می‌باشد.

جدول ۵: مقایسه نتایج عمر خستگی و نرخ رشد ترک خستگی به دست آمده از آزمایش [۴] و FEM (رابطه پاریس) برای پره کمپرسور توربین هوایی

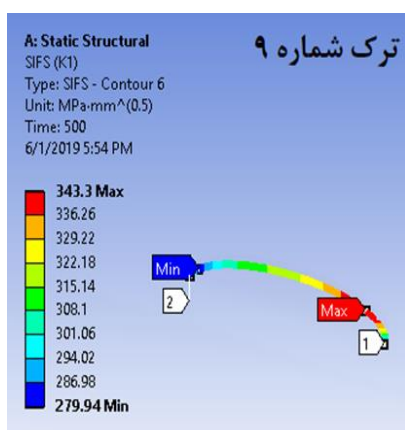
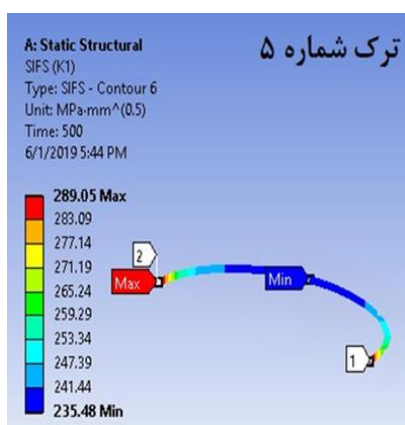
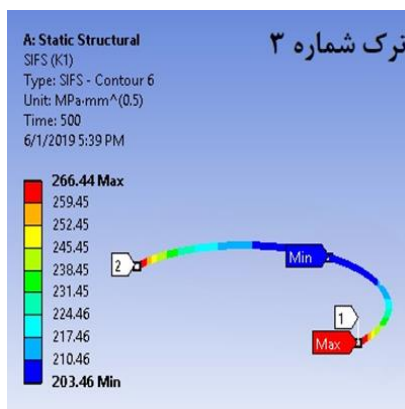
a (mm)	$K_{I_{max}}$ (MPa $\sqrt{m}$ )	$N_f$ (cycle)		اختلاف نسبی [۴] و FEM بر حسب درصد
		FEM	آزمایش در مرجع [۴]	$N_f$
۰/۵	۹/۱۰۱	۰	۰	۰
۱/۲۵	۱۳/۳۷۳	۹۶۵۳۲	۱e۰۵	۳/۶
۲/۲۵	۱۵/۴۵۵	۱۸۷۸۱۸	۲e۰۵	۶/۵

### ۳-۳- مدل‌سازی و تحلیل مکانیک شکست و تخمین عمر رشد عمر خستگی پره ترک‌دار توربین گاز V94.2

طبق مشاهدات واقعی از توربین‌های حادثه دیده و گزارش بازرسی‌های دوره‌ای انجام شده بر روی توربین گازهای مختلف، اغلب ترک‌ها در گوشه‌ها و لبه‌های پره‌های بخش کمپرسور توربین گاز ایجاد می‌گردند. این ترک‌ها به داخل قطعه نفوذ کرده و رشد می‌کنند به طوری که می‌توان آنها را مطابق شکل ۱۳ به صورت ربع بیضوی یا نیم بیضوی در نظر گرفت.

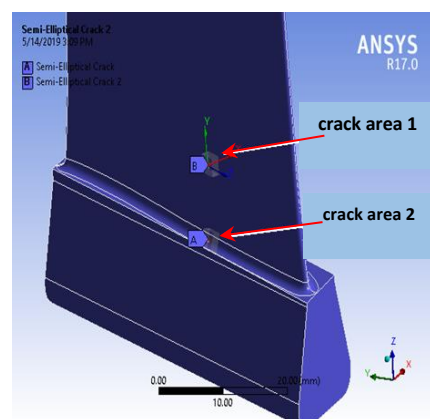
در شکل ۱۴، دو ترک نیم بیضوی با ابعاد مختلف در دو موقعیت (محل) شامل الف- در نزدیکی اتصال ایرفویل به ریشه و ب- بالاتر از ریشه پره، که در نرم‌افزار ANSYS مدل‌سازی شده نشان داده شده‌اند. شواهد تجربی و نتایج تحلیل تنش المان محدود نشان می‌دهد که بیشتر پره‌های بخش کمپرسور از این نقاط دچار شکست می‌شوند و در

مقدار بیشینه ضریب شدت تنش  $K_I$  افزایش می‌یابد. همچنین، مشاهده می‌شود که با افزایش فاصله از ریشه پره مقادیر بیشینه ضرایب شدت تنش کاهش می‌یابد.

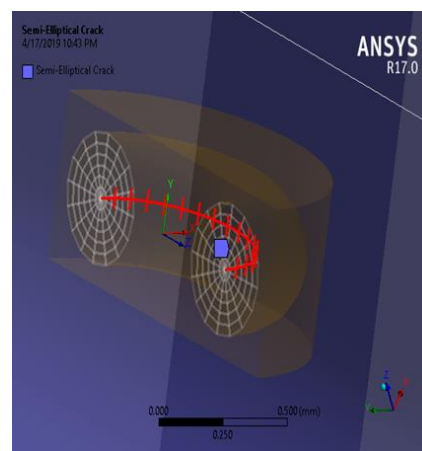


شکل ۱۵: توزیع ضرایب شدت تنش برای ترک‌های شماره ۳، ۵ و ۹ در ناحیه اول بر روی پره کمپرسور ردیف ۱۶

در ناحیه اول ارائه شده‌است. همانطور که از شکل ۱۵ مشاهده می‌شود در مراحل اول که ترک اندازه کوچکتری دارد بیشترین مقدار پارامتر شدت تنش مود اول شکست  $K_{I1}$  روی پیشانی ترک به وجود می‌آید. اما با پیشروی ترک مشاهده می‌شود که توزیع شدت تنش به مرور به مرکز ترک منتقل می‌شود [۱۰].



(الف)



(ب)

شکل ۱۴: الف- ترک‌های ایجاد شده در دو ناحیه مختلف بر روی پره بر روی پره کمپرسور ردیف ۱، ب- هندسه ترک نیم بیضوی مدل‌سازی شده در نواحی مختلف در نرم‌افزار ANSYS

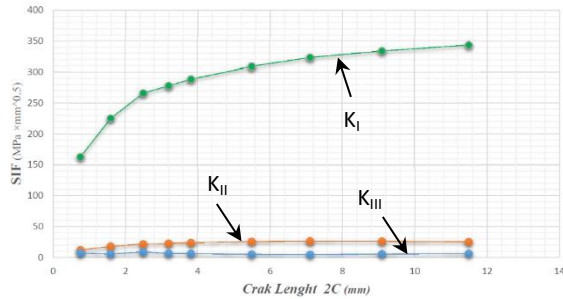
در شکل ۱۶، نمودار تغییرات ضریب شدت تنش بیشینه مود اول برحسب طول ترک برای دو ناحیه مورد مطالعه بر روی سطح فشاری پره توربین گاز نشان داده شده‌است. همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش طول ترک برای هر دو ناحیه

### ۳-۴- تعیین ثابت‌های رابطه پاریس و محاسبه نرخ رشد ترک پیش‌رونده

همانطور که در شکل ۱۸، نشان داده شده نمودار نرخ رشد ترک خستگی برحسب دامنه ضریب شدت تنش شامل سه ناحیه می‌باشد، ناحیه I یا ناحیه رشد ترک حد آستانه که در این حالت جابجایی سطح ترک عمود بر سطح ترک می‌باشد، ناحیه II یا ناحیه رشد ترک پایدار که در این حالت جابجایی سطح ترک در صفحه ترک اما عمود بر لبه ترک می‌باشد، و در آخر ناحیه III که ناحیه رشد ترک ناپایدار نامیده می‌شود که در این ناحیه جابجایی سطح ترک در صفحه ترک ولی موازی با لبه ترک است.

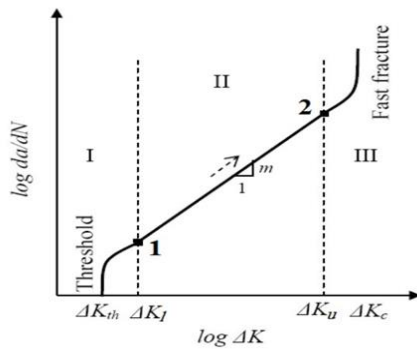
لگاریتمی خطی بوده و توسط معادله پاریس به صورت زیر بیان می‌شود [۱۶].

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (1)$$



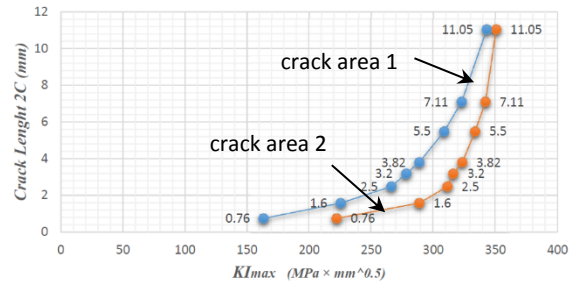
شکل ۱۷: تغییرات ضرایب شدت تنش مود اول، مود دوم و مود سوم برای ترک در ناحیه اول بر روی پره کمپرسور

ردیف ۱۶



شکل ۱۸: نمودار شماتیک نرخ رشد ترک خستگی بر حسب دامنه ضریب شدت تنش [۱۶]

در رابطه (۱)،  $dl/dN$  نشاندهنده نرخ رشد ترک،  $l$  طول ترک،  $\Delta K$  ضریب شدت تنش مود اول شکست (مود I) (و یا در حالت مود ترکیبی ضریب شدت تنش معادل)،  $C$  عرض از مبدا خط مستقیم ناحیه II و  $m$  شیب خط ناحیه II هستند که از ثابت‌های ماده به حساب می‌آیند. برای تعیین نرخ رشد ترک خستگی با استفاده از معادله پاریس، باید ثابت‌های مکانیک شکست ماده مشخص شوند. در شکل ۱۹، منحنی نرخ رشد ترک برحسب تعداد سیکل بارگذاری برای ماده X20Cr13 در  $R$ های مختلف نشان داده شده است [۹].



شکل ۱۶: تغییرات ضریب شدت تنش بر حسب طول ترک

در دو ناحیه متفاوت بر روی پره کمپرسور ردیف ۱۶ در شکل ۱۷، نمودار تغییرات ضرایب شدت تنش مود اول ( $K_I$ )، مود دوم ( $K_{II}$ ) و مود سوم ( $K_{III}$ ) برحسب طول ترک در ناحیه اول مورد مطالعه بر روی پره کمپرسور نشان داده شده است. با بررسی رفتار ضرایب شدت تنش مود اول تا سوم در این نمودارها مشاهده می‌شود که مقادیر شدت تنش در مود اول شکست در مقایسه با مود دوم و سوم بسیار بزرگتر می‌باشد علت را می‌توان اینگونه دانست که نیروهای گریز از مرکز باعث تحریک مود اول شکست می‌گردند. بنابراین می‌توان به این نتیجه دست یافت که عامل اصلی رشد ترک در پره‌های کمپرسور توربین گاز مقدار بالای نیروی گریز از مرکز است.

در ناحیه دوم برای مقادیر بزرگ  $\Delta K$ ، نرخ رشد ترک برحسب دامنه ضریب شدت تنش در مختصات

$$\Delta N = \frac{\Delta l}{C(\Delta K)^m} \quad (5)$$

که در آن  $\Delta l$  افزایش طول ترک در هر مرحله از رشد و مقدار آن برابر  $\Delta 2c$  است. سرانجام تعداد سیکل لازم برای رشد ترک از اندازه اولیه تا طول ترک نهایی برابر حاصل جمع تعداد سیکل‌ها در هر مرحله مطابق رابطه (۶) محاسبه می‌شوند.

$$N = \sum_{i=1}^m \Delta N_i, \quad (6)$$

در جدول ۶ و جدول ۷، مقادیر ضرایب شدت تنش  $K_{I\max}$  برای ترک‌هایی با عمق و طول‌های مختلف و میزان نرخ رشد ترک ( $dl/dN$ ) برای هر مرحله رشد از ترک اولیه تا طول نهایی در دو ناحیه مورد بررسی بر روی پره ردیف ۱۶ کمپرسور ارائه شده‌است. در جدول ۶ و جدول ۷ ستون مربوط به متوسط نرخ رشد ترک در هر سیکل، بیانگر متوسط رشد ترکی به عنوان نمونه به طول  $1/250$  mm به ازای یک سیکل لازم برای رشد ترکی (افزایش طول ترک) با اندازه اولیه مشخص در واحد طول می‌باشد. به عنوان مثال از جدول ۶ می‌توان مشاهده نمود که برای رسیدن طول ترکی به طول  $1/250$  mm به ترکی به طول  $1/60$  mm به عبارت دیگر متوسط رشد یک ترک در افزایش طولی به اندازه

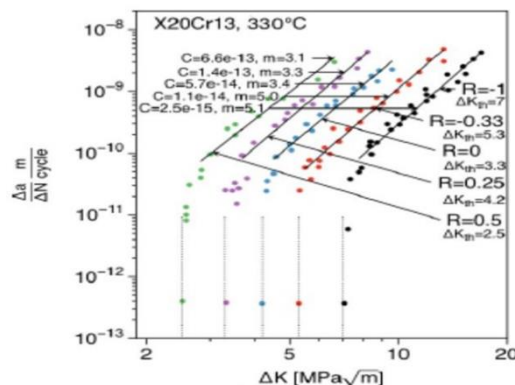
$0.35$  mm برابر است با  $10^{-6} \times 6/9$  در هر سیکل کاری می‌باشد. لازم به ذکر است که در جداول فوق فرض شده که ترکی به طول  $0.380$  mm در پره ردیف ۱۶ کمپرسور توربین گاز وجود دارد به طوری که عمر خستگی و مقادیر ارائه شده در این جداول برای رشد ترک‌های پس از این طول ترک موجود محاسبه شده‌اند [۱۰].

### ۳-۵- محاسبه تعداد سیکل باقی‌مانده و تخمین عمر خستگی پره ترک دار کمپرسور توربین گاز

تخمین عمر باقی‌مانده از جمله مهم‌ترین مباحث مطرح شده در تحلیل مکانیک شکست می‌باشد. برای به‌دست آوردن

لازم به ذکر است که پارامتر  $R$  که بر روی منحنی‌های این شکل عبارت است از نسبت تنش حداقل به تنش حداکثر در بارگذاری دینامیکی قطعه که با  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$  بیان می‌شود [۱۰]. در رابطه (۲)، مقادیر ثابت‌های تعیین شده برای رابطه پاریس در  $R=0$  نشان داده شده‌است.

$$C = 5.7 \times 10^{-14}, m = 3.4 \quad (2)$$



شکل ۱۹: نرخ رشد ترک برحسب فاکتور شدت تنش فولاد آلیاژی X20Cr13 [۹]

بنابراین رابطه پاریس برای فولاد آلیاژی X20Cr13 عبارت است از:

$$\frac{dl}{dN} = 5.7 \times 10^{-14} (\Delta K)^{3.4}, \quad (3)$$

برای رشد ترک مرحله‌ای (ترک پیش رونده) رابطه پاریس به صورت زیر بازنویسی می‌گردد.

$$\frac{\Delta l}{\Delta N} = C(\Delta K)^m, \quad (4)$$

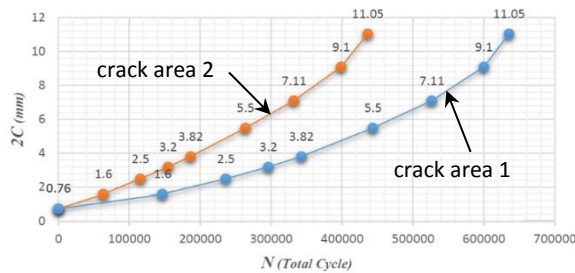
با توجه به اینکه ترک دوبعدی است، پس در دو راستای طولی و عمقی رشد می‌یابد. در این تحقیق برای هر مرحله از رشد ترک، طول آن به صورت دلخواه و مناسب افزایش داده شده‌است. در نهایت برای هر مرحله از رشد ترک تعداد سیکل لازم برای افزایش طول یا عمق آن مطابق رابطه (۵) به‌دست می‌آید.

### ۳-۶- تحلیل مودال و تعیین فرکانس تشدید کاری پره کمپرسور

یکی از دلایل شکست پره‌ها، خستگی ناشی از ارتعاشات کاری است. از این رو بررسی و تحلیل رفتار ارتعاشی در پره بسیار مهم است. از جمله تحلیل‌هایی که بر روی پره‌های توربین گاز انجام می‌گیرد تحلیل مودال برای به دست آوردن فرکانس‌های طبیعی پره است. در شکل ۲۱، نتایج تحلیل مودال برای شش مود اول پره بدون ترک ردیف ۱۶ بخش کمپرسور توربین گاز در سرعت دورانی ۳۰۰۰ rpm (دور در حالت پایا) انجام شده و فرکانس‌های طبیعی آن در جدول ۸ ارائه شده است.

**جدول (۷):** مقادیر محاسبه شده ضریب شدت تنش و نرخ رشد ترک برای ترک در ناحیه دوم

شماره ترک	a (mm)	c (mm)	a/c	$K_{I_{max}}$ (MPa√mm)	dl/dN (mm/cycle)
۱	۰/۳۶۴	۰/۳۸۰	۰/۹۶۰	۲۲۲/۳	۰
۲	۰/۷۲۸	۰/۸۰۰	۰/۹۱۰	۲۸۹/۰	۰/۰۰۰۰۱۳۲
۳	۱/۰۳۸	۱/۲۵۰	۰/۸۳۱	۳۱۱/۷	۰/۰۰۰۰۱۷۱
۴	۱/۱۳۶	۱/۶۰	۰/۷۱۰	۳۱۶/۳	۰/۰۰۰۰۱۸۰
۵	۱/۲۳۱	۱/۹۱	۰/۶۴۶	۳۲۳/۵	۰/۰۰۰۰۱۹۴
۶	۱/۴۳۸	۲/۷۵	۰/۵۲۳	۳۳۴/۰	۰/۰۰۰۰۲۱۷
۷	۱/۶۰۳	۳/۵۵	۰/۴۵۱	۳۴۲/۲	۰/۰۰۰۰۲۳۵
۸	۱/۶۸۹	۴/۵۵	۰/۳۷۱	۳۴۸/۵	۰/۰۰۰۰۲۵۰
۹	۱/۷۱۸	۵/۵۲	۰/۳۱۰	۳۵۱/۰	۰/۰۰۰۰۲۵۶



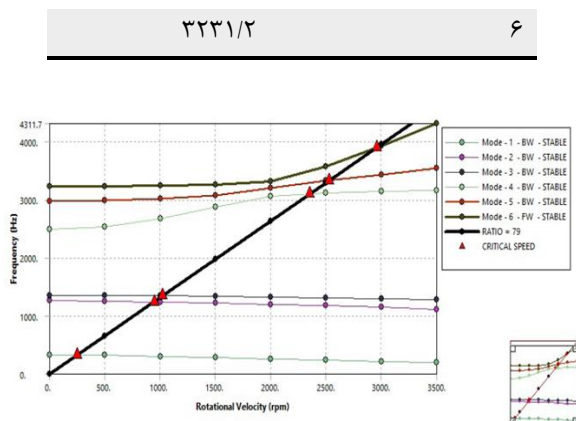
**شکل ۲۰:** نمودار تعداد سیکل لازم برای رشد ترک در دو ناحیه مورد مطالعه بر روی پره ردیف ۱۶ کمپرسور

عمر سازه باید مدت زمان یا تعداد سیکل کاری سازه را برای آنکه از طول ترک اولیه به طول بحرانی خود برسد، محاسبه نمود. با استفاده از نمودار تعداد سیکل کاری بر حسب طول ترک میزان طول ترک بحرانی را به دست آورد. عمر سازه در حین رشد ترک، کاهش می‌یابد. با استفاده از رابطه پاریس، می‌توان تعداد سیکل کاری در طی رشد ترک را از رابطه (۵) محاسبه کرد. شکل ۲۰ نشان دهنده تعداد سیکل کاری لازم برای رشد ترک از طول معین برای دو ناحیه مورد مطالعه بر روی سطح فشاری پره می‌باشد. طول ترک اولیه، مقدار mm ۰/۳۸۰ در نظر گرفته شده است. از نمودارهای شکل ۲۰ مشاهده می‌شود که با افزایش فاصله از ریشه پره، عمر افزایش می‌یابد به طوری که در فاصله چند میلیمتر بالاتر از ریشه عمر باقی‌مانده در رشد ترک سه برابر می‌شود. به عنوان مثال، عمر رشد ترک از طول mm ۰/۷۶ تا حدود mm ۱۱/۰۵ برای ترک در ناحیه اول، برابر ۶۴۰ هزار سیکل کاری می‌باشد. یعنی ۶۴۰ هزار سیکل لازم است تا ترک اولیه به طول ترک بحرانی برسد.

**جدول ۶:** مقادیر محاسبه شده ضریب شدت تنش و نرخ رشد ترک برای ترک در ناحیه اول

شماره ترک	a (mm)	c (mm)	a/c	$K_{I_{max}}$ (MPa√mm)	dl/dN (mm/cycle)
۱	۰/۳۶۴	۰/۳۸۰	۰/۹۶۰	۱۶۳/۴۳	۰
۲	۰/۷۲۸	۰/۸۰۰	۰/۹۱۰	۲۲۵/۶۸	$۵/۷۲۴۶ \times 10^{-۶}$
۳	۱/۰۳۸	۱/۲۵۰	۰/۸۳۱	۲۶۶/۴۴	$۱/۰۰۰۶۷ \times 10^{-۵}$
۴	۱/۱۳۶	۱/۶۰	۰/۷۱۰	۲۷۸/۴۲	$۱/۱۶۹۱ \times 10^{-۵}$
۵	۱/۲۳۱	۱/۹۱	۰/۶۴۶	۲۸۹/۰۵	$۱/۳۲۷۹ \times 10^{-۵}$
۶	۱/۴۳۸	۲/۷۵	۰/۵۲۳	۳۰۹/۰۱	$۱/۶۶۶۴ \times 10^{-۵}$
۷	۱/۶۰۳	۳/۵۵	۰/۴۵۱	۳۲۳/۱۵	$۱/۹۴۰۲ \times 10^{-۵}$
۸	۱/۶۸۹	۴/۵۵	۰/۳۷۱	۳۳۳/۶۸	$۲/۷۱۳۹ \times 10^{-۵}$
۹	۱/۷۱۸	۵/۵۲	۰/۳۱۰	۳۴۳/۳	$۲/۳۸۳۲ \times 10^{-۵}$

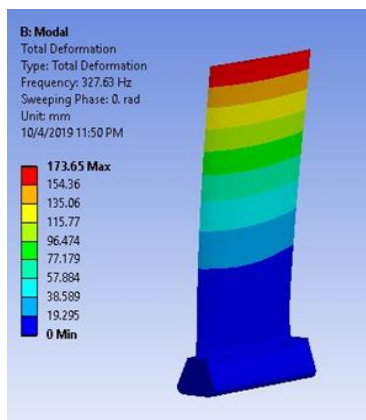




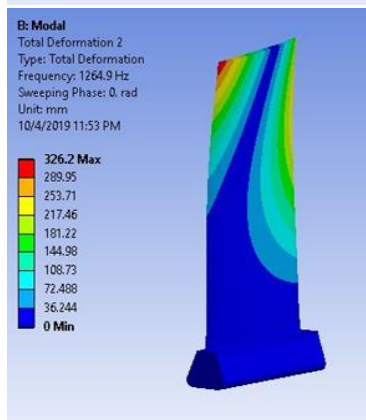
شکل ۲۲: دیاگرام کمپل به دست آمده از پره بدون ترک

ردیف ۱۶ بخش کمپرسور توربین گاز

شمشی - مود اول - (الف)



شمشی - مود دوم - (ب)



دیاگرام کمپل نموداری است که تغییرات فرکانس طبیعی سیستم را برحسب سرعت دورانی پره نشان می‌دهد. این نمودار همچنین برای به دست آوردن سرعت‌های بحرانی در سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد، به این صورت که محل تقاطع فرکانس‌های تحریک پره با فرکانس‌های طبیعی آن به عنوان سرعت بحرانی یا فرکانس رزونانس شناخته می‌شوند. این دیاگرام عموماً برای طراحی روتورهای که دیسک و پره روی آنها قرار گرفته، مانند توربین‌های گاز و پمپ‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مورد توربین گاز مورد بررسی در این پژوهش، با توجه به اینکه تعداد پره‌های ردیف شانزدهم بخش کمپرسور ۷۹ عدد می‌باشند، فرکانس تحریک پره‌های ردیف شانزدهم از رابطه (۷) به دست می‌آید.

تعداد دوران روتور در ثانیه  $\times$  تعداد پره در هر ردیف

(۷) = فرکانس تحریک پره بر حسب Hz

بنابراین

$$= \text{فرکانس تحریک پره ردیف شانزدهم} = 79 \times 50 = 3950 \text{ Hz}$$

در شکل ۲۲، نمودار کمپل پره بدون ترک ردیف آخر بخش کمپرسور ارائه شده است. خطوط رنگی در نمودار کمپل فرکانس‌های طبیعی هستند که برحسب سرعت زاویه‌ای روتور مقادیر متغیری دارند. همچنین خط مشکی رنگ در نمودار کمپل نشانگر فرکانس تحریک پره بدون ترک ردیف ۱۶ کمپرسور است که مطابق این نمودار در سرعت دورانی ۳۰۰۰ rpm میان فرکانس طبیعی در مود ششم و فرکانس تحریک تداخل ایجاد می‌شود که نشان دهنده ایجاد تشدید یا رزونانس در کارکرد است.

جدول ۸: فرکانس‌های طبیعی پره بدون ترک در سرعت

۳۰۰۰ rpm در مودهای ارتعاشی مختلف

شماره مود	فرکانس طبیعی پره بر حسب Hz
۱	۳۲۷/۶۳
۲	۱۲۶۴/۹
۳	۱۳۴۹/۱
۴	۲۴۹۱/۴
۵	۲۹۷۰/۲

شکل ۲۱: شکل شش مود اول و فرکانس های طبیعی پره

کمپرسور ردیف ۱۶ بدون ترک در سرعت ۳۰۰۰ rpm

#### ۴- نتیجه گیری

در این پژوهش، نتایج تحلیل رشد ترک خستگی برای پره ردیف ۱۶ بخش کمپرسور توربین گاز V94.2 تحت تنش های حرارتی و مکانیکی با استفاده از روش المان محدود به کمک نرم افزار ANSYS ارائه شد. خلاصه ای از نتایج به دست آمده عبارتند از:

۱- در عمر باقی مانده به دست آمده برای دو ناحیه ترک اول و دوم روی سطح فشاری پره کمپرسور مشاهده شد که با افزایش فاصله از ریشه پره، عمر به شدت افزایش می یابد به صورتی که عمر در فاصله چند میلی متر بالاتر از ریشه تقریباً سه برابر می شود.

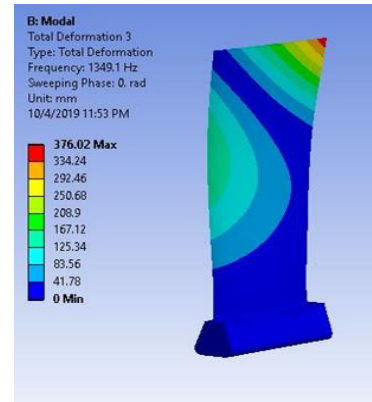
۲- با توجه به نتایج تحلیل مودال و دیاگرام کمپل به دست آمده برای پره ردیف آخر کمپرسور در سرعت ۳۰۰۰ rpm در فرکانس ۳۹۵۰ Hz بین فرکانس طبیعی و فرکانس تحریک پره تداخل ایجاد شده است که باعث تشدید و رزونانس در پره می شود.

۳- عامل اصلی رشد ترک پره های توربین گاز نیروی گریز از مرکز است. در تحلیل مکانیک شکست، ضریب شدت تنش در مود اول شکست در مقایسه با مود دوم و سوم بسیار بزرگتر می باشد و نیروی گریز از مرکز باعث تحریک مود اول می گردد.

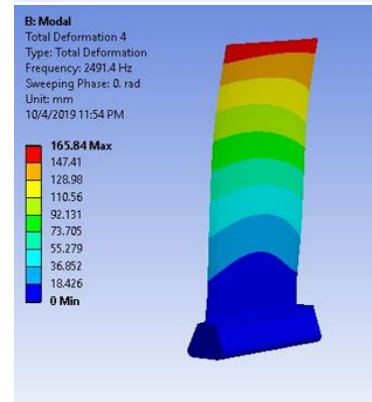
#### ۵- مراجع

- [1] Chand S, Garg S. Crack propagation under constant amplitude loading. *Engineering Fracture Mechanics*. 1985;21(1):1-30.
- [2] Pugno N, Ciavarella M, Cornetti P, Carpinteri A. A generalized Paris' law for fatigue crack growth. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2006;54(7):1333-49.
- [3] Kubiak J, Urquiza G, Rodriguez J, González G, Rosales I, Castillo G, et al. Failure analysis of the

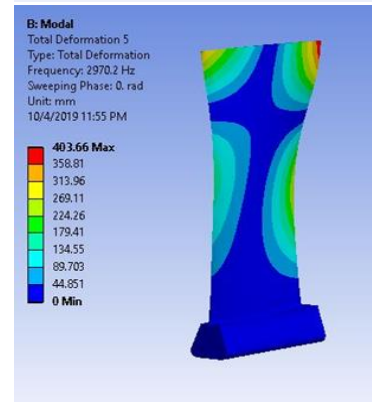
پیشین مود سوم - (پ)



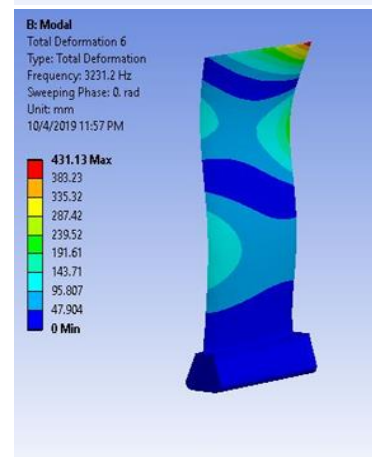
چهارم مود - (ت)



پنجم مود - (ث)



ششم مود - (ج)



- Mechanical Systems and Signal Processing. 2019;118:568-83.
- [15] Torshizi SM, Nikravesi SY, Jahangiri A. Failure analysis of gas turbine generator cooling fan blades. *Engineering Failure Analysis*. 2009;16(5):1686-95.
- [16] Dowling N. *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue*; Prentice-Hall. Inc; 1993.
- 150 MW gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis*. 2009;16(6):1794-804.
- [4] Witek L. Experimental crack propagation analysis of the compressor blades working in high cycle fatigue condition. *Fatigue of Aircraft Structures*. 2009.
- [5] Farrahi G, Tirehdast M, Abad EMK, Parsa S, Motakefpoor M. Failure analysis of a gas turbine compressor. *Engineering Failure Analysis*. 2011;18(1):474-84.
- [6] Torabi A, Bayati M. Analysis of the Exhaustion and Presentation of a New Way to Repair the Gas Turbine Compressor Disk. *Electric Power Generation Conference*. 2012;3:125-145 (In Persian).
- [7] Poursaeidi E, Bakhtiari H. Fatigue crack growth simulation in a first stage of compressor blade. *Engineering Failure Analysis*. 2014;45:314-25.
- [8] Booysen C, Heyns PS, Hindley MP, Scheepers R. Fatigue life assessment of a low pressure steam turbine blade during transient resonant conditions using a probabilistic approach. *International Journal of Fatigue*. 2015;73:17-26.
- [9] Plesiutchnig E, Fritzl P, Enzinger N, Sommitsch C. Fracture analysis of a low pressure steam turbine blade. *Case Studies in Engineering Failure Analysis*. 2016;5:39-50.
- [10] Mamandi A, Rajabi M. Fracture Mechanics Analysis and Fatigue Crack Growth Life Assessment for a Gas Turbine Blade Using FEM. *Journal of Mechanical Engineering, University of Tabriz*. 2016;46(2):125-39 (In Persian).
- [11] Fernandes R, El-Borgi S, Ahmed K, Friswell MI, Jamia N. Static fracture and modal analysis simulation of a gas turbine compressor blade and bladed disk system. *Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences*. 2016;3(1):1-23.
- [12] Rani S, Agrawal AK, Rastogi V. Failure investigations of a first stage Ni based super alloy gas turbine blade. *Materials Today: Proceedings*. 2018;5(1):477-86.
- [13] Yakui Z, Shuxiang G. Research on the fatigue performance of TC6 compressor blade under the CCF effect. *International Journal of Aerospace Engineering*. 2018;2018.
- [14] Zeng J, Chen K, Ma H, Duan T, Wen B. Vibration response analysis of a cracked rotating compressor blade during run-up process.



## Modeling, Fatigue Crack Growth Assessment and Modal Analysis for a Gas Turbine Compressor Blade

Behzad Raoofi<sup>1</sup>, Ahmad Mamandi<sup>2\*</sup>

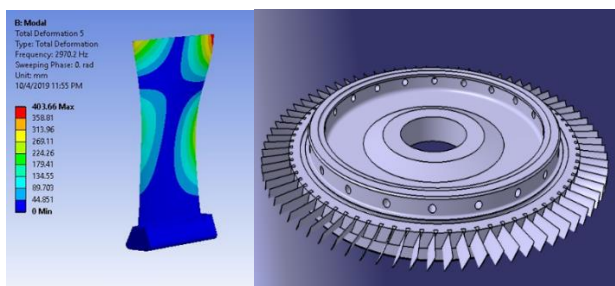
<sup>1</sup> MSc, Department of Mechanical Engineering, Parand Branch, Islamic Azad University, Parand, Iran

<sup>2</sup> Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Parand Branch, Islamic Azad University, Parand, Iran

### HIGHLIGHTS

- The main cause of the crack growth of gas turbine blades is the centrifugal force.
- The coefficient of stress intensity in the first mode is much larger than the second and third modes.
- The centrifugal force stimulates the first mode.

### GRAPHICAL ABSTRACT



### ARTICLE INFO

#### Article history:

Article Type: Research paper

Received: 17 August 2021

Received in revised form: 10 October 2021

Accepted: 16 October 2021

Available online: 10 January 2021

\*Correspondence:

ahmad.mamandi@iau.ac.ir

#### How to cite this article:

B. Raoofi, A. Mamandi. Modeling, Fatigue Crack Growth Assessment and Modal Analysis for a Gas Turbine Compressor Blade. Journal of Aerospace Mechanics. 2022; 18(1):1-19.

#### Keywords:

Gas Turbine  
Cracked Compressor Blade  
Fatigue Life Assessment  
Fracture Mechanics  
Modal Analysis

### ABSTRACT

In this study, the fracture mechanics analysis for the 16th stage of a Siemens V94.2 gas turbine compressor blade under mechanical and thermal stresses due to rotation, pressure and temperature distributions in the full load steady state condition is studied using ANSYS finite element software. Modeling a symmetric sector of a blade-disk assembly with a ratio of 1 to 79 with applying thermomechanical loading, boundary conditions and initial conditions, locations with high stress levels on the blade airfoil are recognized. Then, using ANSYS software to model cracks with different sizes in two specified locations on the airfoil, the stress intensity factors are calculated. Moreover, by applying Paris relation, crack growth rate with respect to the stress intensity factors are obtained to estimate remaining life in the fatigue crack growth for the cracks with initial dimensions in these two locations. Finally, doing modal analysis, the operating frequencies of the blade have been calculated and according to obtained Campbell diagram, the interacting frequencies for the blade are also specified. The obtained results show that for these two cracks locations on the pressure side of the blade airfoil, by increasing the distance from the root of the compressor blade, the remaining life of the cracked compressor blade increases, accordingly.

