

## بررسی خرابی‌های یاتاقان لغزشی با FMEA و

### بهبود عمر سایشی با مدلسازی به کمک FEM

یاتاقان‌های ژورنال در صنایع بزرگ، نظیر صنایع نیروگاهی کاربرد فراوانی دارند، لذا تحقیقات مختلفی در زمینه نگاهداشت و افزایش عمر عملکردی آن‌ها انجام شده است. یکی از روش‌های موثر در نگاهداشت روش تحلیل ریشه‌ای خرابی یا RCA می‌باشد که می‌تواند با کمک ابزارهایی علل اصلی یک خرابی را مشخص نماید. در این مقاله، ابتدا به بررسی خرابی‌های یاتاقان ژورنال با کمک FMEA و FTA و الویت‌بندی آن‌ها به کمک RPN پرداخته شده‌است. برای این منظور از نظر کارشناسان خبره و روش جمع‌آوری داده‌های میدانی در نیروگاه‌های گازی استفاده شد. در نهایت با توجه به اهمیت سایش در جهت افزایش عمر عملکردی، این مسئله با کمک نرم افزار COMSOL شبیه سازی شده و پیشنهاداتی جهت بهبود عملکرد ارائه گردیده است.

دکتر محمد ریاحی<sup>۱</sup>

استاد

مصطفی مطلوبی<sup>۲</sup>

دانشجوی دکترا

نغمه جعفریان کفشگری<sup>۳</sup>

کارشناسی ارشد

واژه های راهنما: یاتاقان های ژورنال، روش FMEA، روش FTA، سایش، عدد الویت ریسک، COMSOL

#### ۱- مقدمه

بسیاری از صنایع و تجهیزات دوار عظیم، برای عملکرد مناسب خود به یاتاقان های ژورنال وابسته هستند. درصد زیادی از یاتاقان های ژورنال در این صنایع نظیر نیروگاه ها، پالایشگاه ها، کارخانه ها و ... تحت شرایط ایده آل و مناسب کاری، دارای عمر طولانی می باشند. یکی از مهم ترین این شرایط، تشکیل فیلم هیدرودینامیک کامل بین یاتاقان و محور، به منظور جداسازی سطوح این دو قطعه و جلوگیری از تماس مستقیم جامد- جامد این سطوح می باشد، بنابراین، تحت شرایطی که فیلم روغن به درستی تشکیل نشود و یا دچار آلودگی و آسیب هایی از این دست قرار گیرد، یاتاقان ژورنال تحت سایش شدید قرار گرفته و آسیب های جدی به سیستم وارد خواهد شد. همچنین، این یاتاقان ها تحت شرایط نامطلوب کاری دچار آسیب های دیگری از قبیل، فرتینگ، خوردگی، خستگی، ترک و ... نیز می شوند، که هر یک اگر به موقع و درست تشخیص داده نشوند، آسیب و هزینه های زیادی به سیستم وارد خواهد نمود، با توجه به این موضوع که

<sup>۱</sup> استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران [riahi@iust.ac.ir](mailto:riahi@iust.ac.ir)

<sup>۲</sup> نویسنده مسئول، دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران [Mostafa.matluby@gmail.com](mailto:Mostafa.matluby@gmail.com)

<sup>۳</sup> کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران [n.jafarian@gmail.com](mailto:n.jafarian@gmail.com)

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۱/۳۰، تاریخ پذیرش: ۹۶/۱۰/۲۵

نگهداری و تعمیرات این جزء از اهمیت بالایی برخوردار می باشد، در این مقاله به بررسی ریشه ای عیوب و الویت بندی آن ها به کمک ابزار های مختلف پرداخته شده است.

محققان بسیاری به بررسی علل ریشه ای خرابی در نیروگاه ها و صنایع عظیم، همچنین مطالعه ی اثرات این عیوب بر روی اجزای مورد مطالعه ی سیستم و نحوه ی رفع آن ها پرداخته اند. بر اساس مطالعاتی که در سال های اخیر بر روی این موضوع انجام شده، این خرابی ها در گروه ها و به روش های مختلفی دسته بندی شده اند. برای مثال آقای Badia و همکارانش خرابی های ماشین آلات را در دو گروه، به نام های خرابی های جزئی و خرابی های فاجعه آمیز تقسیم کرده اند. خرابی های جزئی با تعمیرات اندک برطرف می شود، اما خرابی های فاجعه آمیز با تعمیرات زیاد و در بعضی مواقع با تعویض برطرف می گردند [۱].

آقای woodard و همکارانش بر روی نگهداری و تعمیرات یاتاقان ها، به منظور اطمینان حاصل کردن از رسیدن عمر آن ها به مقدار بیشینه ی خود تحقیق کردند. آن ها بر روی تحلیل خرابی در یاتاقان های غلتشی پمپ ها و علل این خرابی ها کار کردند. از نظر آن ها، مصرف کننده ی نهایی می تواند از طریق بازبینی و نگهداری های پیشگیری تاثیر زیادی در کاهش خرابی های فاجعه انگیز یاتاقان ها، داشته باشد اما در مواقعی که با وجود استفاده از این روش ها آسیب اتفاق بیافتد، باید به فکر طراحی مجدد بود. آن ها با استفاده از تحلیل نرم افزاری اجزاء محدود، هندسه ی جدیدی برای محفظه ی ساچمه ها ارائه دادند، که امکان ورود روانکار بیشتر و تحمل بارهای اضافه را داشته باشد که این امر موجب افزایش عمر یاتاقان ها گردید [۲]. تحلیل حالات خرابی و اثرات آن<sup>۱</sup>، یک روش مهندسی پرکاربرد برای طراحی، شناسایی و حذف خرابی های بالقوه و آشکار سیستم می باشد.

این روش ابتدا در سال (۱۹۶۳)، توسط NASA برای برآوردن نیاز آن ها، به داشتن قابلیت اطمینان دقیق ایجاد شده سپس، در سال (۱۹۷۷) توسط شرکت موتور فورد به کار گرفته شد [۳]. در این روش، ابتدا باید تمامی زیر مجموعه های سیستم با اجزای آن ها لیست شده و حالات خرابی هر کدام از این اجزاء به عنوان ورودی این روش تعیین گردد. پس از انجام این عملیات، شدت خرابی ها با توجه میزان تکرار و اثرات فاجعه بار آن ها، توسط عدد اولویت ریسک، رتبه بندی شود، که این عدد حاصل ضرب نرخ وخامت<sup>۲</sup>، احتمال وقوع<sup>۳</sup> و احتمال تشخیص<sup>۴</sup> می باشد [۴]. این عدد به تنهایی معنا ندارد و یک شاخص برای اولویت بندی حالات خرابی بر اساس میزان خطرپذیری بالقوه ی آن ها است و لذا فقط در مقایسه با RPN های دیگر، معنا پیدا می کند. مقدار عددی RPN، می تواند بین ۱ تا ۱۰۰۰ متغیر باشد و هر خطا یا عیب بر اساس عددی که به آن داده می شود، اهمیتش تعیین می گردد، هرچه این عدد بیشتر باشد، آسیب بحرانی تر می باشد. آقای حسین آبادی و همکارانش برای تحلیل خرابی در سیستم های مختلف تولید انرژی، روش FMEA مذکور را به کار بردند. آن ها از این روش برای تحلیل خرابی در سیستم های توربین بادی و تجهیزات آن بهره گرفتند [۵].

<sup>1</sup> FMEA

<sup>2</sup> Severity

<sup>3</sup> Occurrence

<sup>4</sup> Detection

آقای Puente و همکارانش، یک روش جایگزین از کاربرد FMEA برای انواع مختلف مسائل استفاده کردند، سپس یک مدل تصمیم گیری فازی برای بهبود این روش در محاسبه ی عدد اولویت ریسک<sup>۱</sup> به کار گرفتند [۵]. آقای Dufrane و همکارش در سال (۱۹۸۳)، سایش در یاتاقان های ژورنال توربین های بخار را مورد تحقیق قرار داده و اندازه گیری هایی از نوع و مقدار سایش در طی بازه های اورهال انجام دادند. آن ها دو مدل برای هندسه ی سایش، به منظور تحلیل ها آتی اثر سایش بر روانکاری هیدرودینامیک ارائه دادند، که محققان بسیاری برای مطالعات خود در این زمینه از آن بهره جسته اند [۶].

آقای Pickering در سال (۲۰۱۱)، به بررسی ویژگی های مربوط به سطوح در تماس یاتاقان های ژورنال و مسائل مربوط به آن تحت شرایط روانکاری مختلط و مرزی در طی آغاز به کار و خاموشی سیستم در سرعت های پایین پرداخته است، او آسیب اصلی مربوط به یاتاقان های ژورنال را سایش عنوان کرده و پس از آن به مطالعه و بررسی اثرات این عیب بروی یاتاقان های ژورنال به صورت تئوری و آزمایشگاهی و با انجام تست پین روی دیسک پرداخته است. نتایج نشان دادند که سایش اثری منفی بر روی عملکرد و بار های فشاری روغن در یاتاقان گذاشته است [۷]. آقای Baskar و Sriram در سال (۲۰۱۴) بر روی رفتار تریبولوژیکی مواد یاتاقان ژورنال تحت روانکاری های مختلف مطالعاتی انجام دادند، آن ها رفتار سایش و اصطکاکی مواد یاتاقان ژورنال را با سه نوع روانکار مختلف مانند SAE20W40 و ... با استفاده از تست پین روی دیسک مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان دادند که رفتار سایش یاتاقان ژورنال به شرایط لغزش و نوع روانکار بستگی دارد. ماده ی یاتاقان ژورنال، زمانی که نوع روانکار CMRO با ذرات نانو CuO بود نسبت به دو حالت دیگر دارای ضریب اصطکاک کمتری بوده است. آن ها همچنین، سطوح دچار سایش را با میکروسکوپ الکترونی مورد بررسی قرار داده و در مورد مکانیزم های سایش ایجاد شده بحث کردند [۸].

آقای Aghdam و Khonsari در سال (۲۰۱۴) بر روی پیش بینی و تحلیل سایش در یاتاقان های ژورنال با حرکت نوسانی محور و با روانکار گریس، با روشی مبتنی بر انرژی مطالعاتی انجام دادند. روش تحقیق آن ها بر اندازه گیری و یا تخمین افزایش دما در سیستم لغزشی استوار بود. آزمایشاتی نیز به منظور بررسی رابطه ی بین نرخ سایش، اتلاف انرژی و افزایش دما انجام گرفت. ویژگی های مهم یک سیستم لغزشی، به عنوان ضریب اتلاف انرژی سایش و رابطه بین انرژی اصطکاک و دما نیز به عنوان ضریب اتلاف انرژی-افزایش دما تعریف شده است. آن ها نشان دادند که روش پیشنهادی ارائه شده، قادر به پیش بینی نرخ سایش تحت بازه گسترده ای از بارگذاری می باشد [۹].

در این مقاله، با توجه به قابلیت های روش RCA و FMEA در موضوع نگاهداشت و افزایش عمر و عدم استفاده از این روش برای یاتاقان های توربین های گازی ابتدا به بررسی علل خرابی های اصلی یاتاقان های ژورنال در توربین های گازی با استفاده از روش FMEA در تعدادی از نیروگاه های کشور پرداخته شده و پس از آن، عیوب اصلی بر اساس عدد الویت ریسک تعیین شده و در ادامه به کمک این نتایج و روش FTA علل و اثرات سایش به عنوان یکی از خرابی های عمده در یاتاقان ژورنال مورد بررسی قرار گرفته است. در مرحله بعد، با استفاده از روش اجزاء محدود و مدل سایش ارائه شده در [۶]، به بررسی این عیب و اثرات آن در یاتاقان های ژورنال پرداخته شده است.

<sup>1</sup> RPN

در نهایت با توجه به پارامترهای نظیر فشار بیشینه روانکار و ظرفیت تحمل بار یاتاقان بر حسب سایش در مکان‌های مختلف در نیم‌کپه‌ی پایینی یاتاقان که با استفاده از نرم افزار Comsol- Multiphysics محاسبه شده است و بر اساس اطلاعات جمع‌آوری شده، پیشنهاداتی برای بهبود عمر سایشی یاتاقان‌های ژورنال ارائه گردیده است.

## ۲- پیشینه و ادبیات تحقیق

در این بخش به توضیح اجمالی در مورد روش‌های FMEA و FTA که در این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته‌اند پرداخته شده است.

### ۲-۱- روش FMEA

FMEA تعیین حالات خرابی و تحلیل اثرات آن‌ها می‌باشد که یک روش قدرتمند برای تعیین حالات خرابی در روند طراحی، فرایند، سیستم و خدمات بوده و همه‌ی این زیر شاخه‌ها یک هدف که تعیین حالات خرابی و جلوگیری از رخداد مجدد آن در سیستم می‌باشد را دنبال می‌نمایند. این روش، علل ریشه‌ای خرابی در سیستم را تعیین و اثرات ناشی از آن را پیش‌بینی می‌کند، به همین علت میزان قابلیت اطمینان، کیفیت و ایمنی را افزایش می‌دهد. همچنین می‌تواند در بهبود برنامه ریزی‌های نگهداری و تعمیرات مورد استفاده قرار گیرد. در این روش ابتدا باید تمامی زیر مجموعه‌های سیستم با اجزای آن‌ها لیست شده و حالات خرابی هر کدام از این اجزاء به عنوان ورودی این روش تعیین گردد.

پس از انجام این عملیات، شدت خرابی‌ها در نتیجه‌ی اثرات فاجعه‌بار آن‌ها، باید توسط عدد اولویت ریسک، رتبه‌بندی شود، که این عدد حاصل ضرب نرخ وخامت<sup>۱</sup>، احتمال وقوع<sup>۲</sup> و احتمال تشخیص<sup>۳</sup> می‌باشد (رابطه (۱)). این عدد به تنهایی معنا ندارد و یک شاخص برای اولویت‌بندی حالات خرابی بر اساس میزان خطرپذیری بالقوه‌ی آن‌ها است و لذا فقط در مقایسه با RPN‌های دیگر، معنا معنی پیدا می‌کند. مقدار عددی RPN، می‌تواند بین ۱ تا ۱۰۰۰ متغیر باشد و هر خطا یا عیب بر اساس عددی که به آن داده می‌شود، اهمیتش تعیین می‌گردد. هرچه این عدد بیشتر باشد، آسیب بحرانی‌تر می‌باشد.

$$RPN = S * O * D \quad (1)$$

عدد نرخ وخامت، فقط در اثرات خرابی‌ها در نظر گرفته شده و کاهش وخامت خطر، تنها با تغییرات در فرایند و نحوه‌ی انجام آن ممکن می‌شود، برخی عوامل کمی برای نرخ وخامت خطر در مقیاس ۱ تا ۱۰ بیان شده است، احتمال وقوع، تخمینی است از احتمال وقوع علت خرابی در طی زمان طول عمر قطعه و یا محصول و به بیان دیگر عبارتی است از این که با چه احتمالی، حالت خرابی ناشی از علت شناسایی شده رخ می‌دهد. احتمال تشخیص، عبارت است از شانس شناسایی و کشف خرابی و یا علت خرابی توسط کنترل‌های جاری؛ میزان این شاخص نشان‌دهنده‌ی قابلیت و توانایی کنترل‌های جاری در یافتن خرابی و یا علت

<sup>1</sup> Severity

<sup>2</sup> Occurrence

<sup>3</sup> Detection

آن می‌باشد. مقیاس‌های ارزش‌گذاری مناسب باید برای این سه فاکتور در هر پروژه فراهم شده و به صورت ثابت و قراردادی به کار گرفته شوند. استانداردهای منتشر شده حاوی سه جدول از مرجع (۱۰)، نشان‌دهنده این مقیاس‌ها هستند که در قسمت پیوست آورده شده است.

## ۲-۲- روش FTA

در بسیاری از موارد جهت تحلیل علل رخ دادن خرابی و تعیین علت ریشه‌ای از روش درخت تحلیل خطا<sup>۱</sup> استفاده می‌گردد. این روش در لابراتوارهای بل در اوایل دهه (۱۹۶۰) میلادی به منظور ارزیابی قابلیت اطمینان و ایمنی سیستم کنترل سربازان آماده بخدمت توسعه یافت. تحلیل درخت خطا با تعریف وضعیت نامطلوب (حادثه) برای سیستم یا آیتم مورد نظر شروع شده و سپس سیستم را به منظور تعیین تمام حالت‌های ممکن که می‌تواند منجر به رخ دادن حادثه نامطلوب شود، تحلیل می‌نمایند. سپس، تمام علت‌های خرابی ممکن در تمام سطوح مربوط به یک سیستم و همچنین رابطه بین علت‌ها تعیین می‌گردد. به منظور نمایش گرافیکی روش FTA از علائم مختلفی استفاده می‌شود، چهار علامت که بصورت معمول در ساختار درخت خطا مورد استفاده قرار می‌گیرد در شکل (۱) نشان داده شده است. دایره یک حادثه اشتباه اصلی یا خرابی یک جزء اصلی را نشان می‌دهد، مستطیل یک حادثه اشتباه را نشان می‌دهد که از ترکیب حوادث اشتباهی که از طریق یک درگاه منطقی وارد می‌شوند حاصل می‌شود. درگاه OR نشان می‌دهد که یک خروجی اشتباه در صورتی رخ می‌دهد که حداقل یک مورد از ورودی‌های اشتباه اتفاق بیفتد، درگاه AND نشان می‌دهد که یک خروجی اشتباه تنها در صورتی رخ می‌دهد که تمام ورودی‌های اشتباه اتفاق بیفتد.

## ۳- بررسی خرابی‌های یاتاقان ژورنال و تحلیل داده‌ها

تعیین علل آسیب و خرابی در یاتاقان‌های ژورنال، از اهمیت بالایی برخوردار است، تا پیش از نیاز به عملیات تعمیرات از رخداد مجدد آن خرابی جلوگیری گردد. یک خرابی در یاتاقان، ممکن است ناشی از چندین مکانیزم آسیب باشد، که منجر به یک نوع خرابی شده است. همچنین، ممکن است با وقوع یک نوع خرابی در یاتاقان، علت این خرابی منجر به وقوع مکانیزم‌های خرابی دیگر بشود. بنابراین تعیین علت ریشه‌ای خرابی امری ضروری می‌باشد. در این بخش ابتدا به بررسی برخی خرابی‌ها در یاتاقان‌های ژورنال پرداخته شده و سپس نتایج حاصل از داده‌های جمع‌آوری شده از نیروگاه‌های گازی کشور ارائه شده است.

### ۳-۱- بررسی خرابی‌های متدوال یاتاقان‌های ژورنال در نیروگاه‌های گازی

یاتاقان‌های ژورنال در صنعت دارای انواع مختلفی می‌باشند، که شامل یاتاقان‌های بابتی<sup>۲</sup> که خود شامل دو نوع آلیاژ پایه ی قلع و سرب بوده، برنزی و ... می‌باشند. بیشتر یاتاقان‌های مورد استفاده در نیروگاه‌های گازی کشور از نوع بابتی می‌باشد، زیرا دارای نقطه ی ذوب و سختی پایینی بوده و در هنگام وقوع آسیب در سیستم، این اجزاء که نسبت به روتورها، دارای قیمت کمتر و نصب آسان‌تری هستند، آسیب دیده و ضرر و

<sup>۱</sup> Fault Tree Analysis

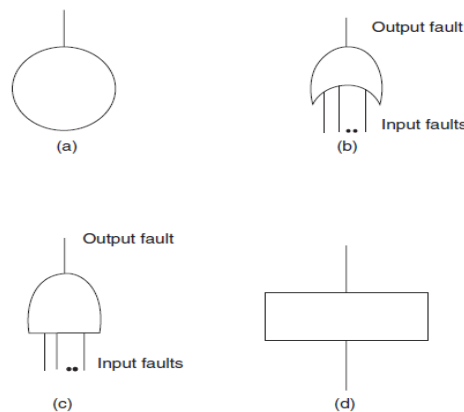
<sup>۲</sup> White metal

هزینه‌ی کمتری به سیستم وارد می‌گردد. سختی این مواد، اثرپذیری بالایی از دما داشته و در نتیجه توان تحمل بار آن‌ها نیز معلول این عامل قرار می‌گیرد.

براساس مطالعات صورت گرفته در این تحقیق، خرابی یاتاقان‌ها به ۱۰ گروه کلی تقسیم شده است که برخی از آن‌ها عبارتند از [۱۱]:

۱- خرابی سیستم روانکاری: یکی از متداول‌ترین علل خرابی در یاتاقان‌ها می‌باشد، که منجر به لغزش خشک<sup>۱</sup> می‌شود. لغزش در اثر بروز یک آسیب در فیلم روغن هیدرودینامیک در لحظه‌ی استارت و یا کاهش ضخامت فیلم روغن، به وجود می‌آید و منجر به گرمایش بیش از حد و ذوب شدگی ماده‌ی یاتاقان می‌گردد. در توربین‌هایی که دارای سرعت بالایی می‌باشند، در صورتی که دما در فیلم روغن از دمای ذوب ماده‌ی یاتاقان فراتر رود، لغزش خشک می‌تواند بدون بروز آسیب کامل فیلم روغن نیز به وجود بیاید، که این دما برای بابیت حدود ۲۴۰ درجه‌ی سانتی‌گراد می‌باشد. برخی دلایل که منجر به بروز آسیب در فیلم روغن می‌گردد عبارتند از: روانکاری ناکافی، روانکار با ویسکوزیته‌ی خیلی پایین، داغ شدن بیش از حد منبع تغذیه روغن به علت ضخامت کم، بارگذاری بیش از حد، که در هنگام استارت مانع تشکیل فیلم کامل شده و منجر به آسیب یاتاقان می‌گردد، کاهش فضای لقی یاتاقان که به علت وجود سایر خرابی‌ها به وجود می‌آید.

۲-سایش: مواد یاتاقان به صورت نرم انتخاب می‌شوند، تا هم در محور بنشینند و مقدار ناچیزی نا هم محوری را پذیرا باشند و هم ذرات سخت آلودگی را در خود جای دهند. اگر اندازه‌ی این ذرات آلوده به اندازه‌ی ای باشد که از حفره‌ی روغن عبور کند، اما از کمترین ضخامت فیلم روغن بیشتر بوده و از آن عبور نکند، به صورت یک برآمدگی در یاتاقان باقی مانده و می‌تواند منجر به ایجاد آسیب در محور گردد.



شکل ۱- نمادهای اصلی درخت اشتباه: (a) حادثه اشتباه پایه، (b) دستور OR،

(c) دستور AND، (d) نتیجه حادثه اشتباه

<sup>1</sup> Wiping

۳-خستگی: آلیاژهای بابتی یاتاقان های ژورنال، مقاومت کمی دارند و هنگامی که در معرض بارگذاری نوسانی و یا در معرض ارتعاش ناشی از نابالانسی و ناپایداری های دینامیکی قرار می گیرند، دچار آسیب خستگی می شوند. مقاوت خستگی بابتی، می تواند با کاهش ضخامت آن افزایش یابد، اما قابلیت در خود نشانی آن را کاهش می دهد و باید بین آن ها یک تناسب منطقی وجود داشته باشد.

۴-خوردگی در اثر کاویتاسیون: این آسیب در نتیجه ی نوسانات سریع فشار در فیلم روغن یاتاقان به وجود می آید. زمانی که فشار کم است، حباب های بخار و یا گاز های حل شده تشکیل می شود و زمانی که به نواحی با فشار بالا می رسند در آن حل می شوند.

۵-فرتینگ: این آسیب نوعی از سایش ساینده<sup>۱</sup> می باشد و در نتیجه ی جا به جایی های نوسانی بسیار کوچک به وجود می آید. فرتینگ در یاتاقان های ژورنال، در محل تماس محور در داخل یاتاقان توربین، که تحت ارتعاش خارجی قرار دارد به وجود می آید که منجر به تغییر در پروفایل یاتاقان شده و عملکرد آن را تخریب می کند، و یا در قسمت پشت پوسته ی یاتاقان، که فضای کافی بین آن و محفظه وجود نداشته باشد به وجود می آید.

۶-خطاهای تولید و مونتاژ: خرابی های یاتاقان می تواند در نتیجه ی خطاهای ناشی از مونتاژ و یا تولید ایجاد گردد. این خطاها می تواند شامل محور بشکه ای، پوسته کوچک یاتاقان و یا حفره ی بزرگ محفظه، مته زنی نامناسب حفره ی روغن، نصب نادرست ترموکوپل ها به منظور بررسی دمای یاتاقان، نا هم محوری و ... باشد.

## ۲-۳- تحلیل خرابی های یاتاقان های ژورنال در نیروگاه های گازی کشور

به منظور انجام این روش بر روی یاتاقان های ژورنال، آمار خرابی این اجزاء، از شش نیروگاه کشور جمع آوری گردید، که به عنوان ورودی این روش می باشند. این خرابی ها، از سال (۱۳۸۰) به بعد از واحدهای توربین گازی نیروگاه ها، برای یاتاقان های ژورنال با ابعاد بزرگ، یاتاقان توربین، کمپرسور و ژنراتور از طریق تهیه ی پرسشنامه، بدست آمده است. جامعه ی آماری این تحقیق، حدود ۹۰ یاتاقان ژورنال را تشکیل می دهد، که آمار خرابی آن ها، به چند گروه تقسیم گردید و تعداد دفعات تکرار آن ها، طی ۱۳ سال گذشته مورد مطالعه قرار گرفت.

شکل (۲) نمودار درصد تکرار خرابی ها را بر حسب نوع خرابی، بر اساس داده های بدست آمده از پرسشنامه، نشان می دهد. این درصد وقوع عیب، به عبارت دیگر همان احتمال رخداد در جدول FMEA می باشد و می توان از آن به عنوان یک گروه از ورودی های این روش، بهره جست. نتایج حاصل از این روش، با نتایج حاصل از مرجع [۱۲]، مقایسه شده است و به عنوان معیاری جهت تعیین رتبه ی وقوع مورد استفاده قرار گرفته است.

براساس عیوب معرفی شده، نتایج حاصل از پرسشنامه، تحقیق و پرسش از کارشناسان مربوط به حوزه ی نگهداری و تعمیرات در نیروگاه ها و استفاده از روش کارشناس خبره و همچنین استفاده از جداول مربوط به رتبه بندی احتمال وقوع، احتمال تشخیص و نرخ وخامت جدول مربوط به FMEA برای یاتاقان تکمیل گردیده است که در جدول (۱) مشاهده می شود.

<sup>1</sup> Adhesive Wear

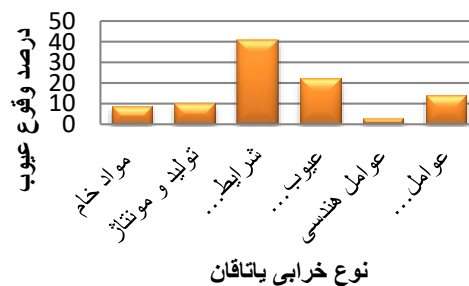
براساس نتایج بدست آمده از این روش، سایش به عنوان اصلی ترین عیب حادث در یاتاقان های ژورنال نیروگاه های کشور شناسایی شده و بالاترین عدد اولویت ریسک را به خود اختصاص داده است. سایش به معنی خوردگی و جدا شدن قسمتی از ماده از سطح جامد می باشد، که توسط سطح دیگری از سطح اولیه کنده شده است.

این عیب به علل مختلف نظیر آلودگی روانکار توسط ذرات جامد و سخت، عدم تشکیل فیلم کامل روغن، عدم هم محوری، نصب نادرست و در نتیجه خروج از مرکزیت نامناسب یاتاقان، جنس و ریخته گری نامناسب بابت در داخل پوسته ی یاتاقان و ... و به خصوص در سرعت های پایین به وجود می آید. به منظور بررسی علل ایجاد سایش نمودار FTA این خرابی تهیه شده است که در پیوست قابل مشاهده می باشد. در ادامه، به مطالعه ی این آسیب در یاتاقان های ژورنال با استفاده از تحلیل اجزاء محدود پرداخته شده است.

## ۴- مدل سازی و تحلیل یاتاقان با سایش

### ۴-۱- مدل سازی

در این مطالعه، یاتاقان به جای حالت الاستیک، به صورت صلب در نظر گرفته شده، تا تنها اثر سایش مورد مطالعه قرار گرفته شود همچنین فرض شده که یاتاقان ژورنال در شرایط پایدار قرار داشته و جریان سیال آرام و تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است. هندسه ی یاتاقان ژورنال با وجود سایش از مدل آقای Dufrane و همکارانش (۶) برگرفته شده و در شکل (۳) ارائه شده است، که در آن  $O_b$  و  $O_f$  به ترتیب مراکز یاتاقان و محور،  $R_b$  و  $R_f$  به ترتیب شعاع یاتاقان و ژورنال،  $e$  خروج از مرکزیت یاتاقان،  $L$  طول یاتاقان،  $\beta$  اندازه ی زاویه ی ناحیه ی مربوط به سایش  $\beta = \theta_f - \theta_s$  که  $\theta_s$  و  $\theta_f$  به ترتیب موقعیت محیطی نقاط شروع و پایان ناحیه ی سایش هستند،  $d_0$  بیشترین عمق سایش و  $\delta_0$  پارامتر عمق سایش می باشد و به صورت  $\delta_0 = d_0/c$  تعریف می شود، که  $c$ ، لقی شعاعی یاتاقان می باشد. نسبت خروج از مرکزیت نیز به صورت  $\varepsilon = e/c$  تعریف می گردد. نیروی عمودی خارجی  $w$ ، ثابت فرض شده است.

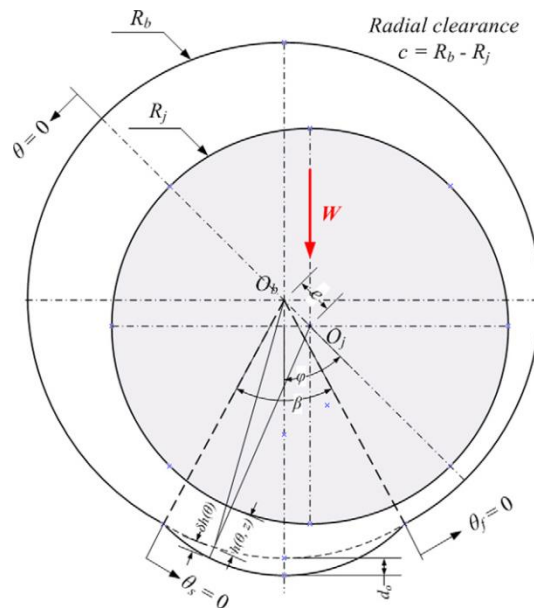


شکل ۲- نمودار درصد تکرار خرابی بر حسب نوع آن



## جدول ۱- فرایند FMEA برای یاتاقان های ژورنال

ردیف	نوع خرابی	درصد خرابی بر مبنای داده های پرسشنامه	علل خرابی	اثر خرابی	رتبه ی شدت	رتبه ی وقوع	رتبه ی تشخیص	اقدامات اصلاحی	عدد اولویت ریسک (RPN)
۱	سایش	۸,۵۶	آلودگی روانکار-نا هم محوری و ...	خوردگی و کنده شدن ماده ی یاتاقان و یا محور-	۹	۸,۵۶	۷	استفاده از فیلتر روغن مناسب و شمع مغناطیسی، نصب صحیح و یا اصلاح در طراحی یاتاقان	۵۳۹,۲۸
۲	فرتینگ	۸,۳۴	جا به جایی نوسانی ناچیز- فشار تماسی ناکافی و جوش موضعی در محل تماس	سایش و خوردگی در داخل یاتاقان و یا پشت یاتاقان در تماس با حوضچه	۷	۸,۳۴	۷	ایزوله کردن قطعه از منبع ارتعاش- تعویض موقعیت محور جهت تغییر در نقطه ی تماس	۴۰۸,۶۶
۳	آلودگی روانکار	۸,۵۶	عدم تعویض مناسب روغن-عدم چک کردن فیلتر روغن	لغزش خشک- گرمایش بیش از حد- ذوب شدگی ماده یاتاقان- گیرپاژ-سایش و خوردگی	۸	۸,۵۶	۵	استفاده از فیلتر مناسب و بررسی سیستم روانکاری شامل پمپ و منبع تغذیه و لوله ها	۳۴۲,۴
۴	کنترل فیلتر ها و مدار روغن	۶,۸۵	خطای اپراتور در تعمیرات و نگهداری- عدم استفاده از عملیات تعمیرات و نگهداری برنامه ریزی شده	آلودگی سیستم روانکاری- گیرپاژ و عدم کارکرد صحیح سیستم و ..	۹	۶,۸۵	۵	آموزش های مربوط به نصب، راه اندازی و عملیات نگهداری و تعمیرات پیشگیرانه	۳۰۸,۲۵
۵	بابیت	۷,۲	عدم استفاده از مواد نو و ترکیبات شیمیایی استاندارد- عدم ریخته گری صحیح	عدم چسبندگی بابیت به فلز پایه- سایش محور و یا یاتاقان	۶	۷,۲	۶	استفاده از مواد نو و بر اساس استاندارد ASTM و ریخته گری صحیح	۲۵۹,۲
۶	آب بندی ناکافی	۵,۷۳	خطای اپراتور	عبور جریان	۷	۵,۷۳	۶	آموزش مربوط به آب بندی	۲۴۰,۶۶
۷	خستگی	۲,۸۳	بارگذاری و دمای بیش از حد- نا همسانی بابیت	ترک و یا کنده شدن قسمتی از سطح	۶	۲,۸۳	۷	استفاده از مواد مقاوم به خستگی، نصب صحیح و یا تغییر هندسه یاتاقان	۱۱۸,۸۶



شکل ۳- هندسه ی یاتاقان ژورنال با وجود سایش

برای مدل سایش ساینده ی یاتاقان ارائه شده در شکل (۳)، معادلات زیر ارائه شده است:

$$h(\theta, z) = c + e_0 \cos \theta + \delta h(\theta) \quad (2)$$

که:

$$\delta h(\theta) = c(\delta_0 - 1 - \cos \theta) \quad (3)$$

معادله ی (۲) تغییرات ضخامت فیلم در نتیجه ی سایش در یاتاقان را ارائه می دهد و برای زوایای مربوط به ناحیه ی سایش قابل استفاده می باشد، به غیر از  $\delta h = 0$ . در این مدل فرض شده که ناحیه ی سایش در جهت بار عمودی قرار دارد و توسط رابطه ی زیر تخمین زده می شود:

$$\cos \beta = \delta_0 - 1 \quad (4)$$

که در مرجع (۶) ذکر شده است.

به منظور بدست آوردن پارامتر های مورد نظر مربوط به یاتاقان، معادلات ناویر استوکس (۵) و (۶) حل شده است.

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (5)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[ -pl + \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) \right] + F \quad (6)$$

که  $\rho$  چگالی روانکار،  $u$  سرعت سیال،  $P$  فشار سیال،  $\mu$  ویسکوزیته ی سیال،  $l$  طول دیواره و  $F$  نیروی جسمی خارجی می باشد. یک مدل دو بعدی از یاتاقان، با استفاده از نرم افزار Comsol Multiphysics 4.3 ایجاد گردید. به علت کوچک بودن فضای لقی بین یاتاقان و محور، در مدل کردن این فاصله، کمی بزرگنمایی شده

تا فعل و انفعالات درون روانکار قابل مشاهده باشد. در جدول (۲) ابعاد هندسی یاتاقان و مشخصات مربوط به روانکار و یاتاقان ارائه شده که به عنوان ورودی تحلیل قرار گرفته است.

تحلیل از نوع دینامیک سیالات محاسباتی است، به همین علت از المان های نوع Fluid dynamics و به صورت المان های مثلثی و Free، استفاده شده است. تعداد المان ها در حالت همگرایی جواب ها و با انجام حساسیت مش ۲۸۸۶۹۸ بوده و بیشترین اندازه ی المان ها برابر ۰,۰۰۰۱۱ در نظر گرفته شده، که به ازای این تعداد المان ها جواب ها تا دو رقم اعشار به همگرایی رسیده اند. مدل مش بندی شده ی یاتاقان در حالت سایش در شکل (۴) نشان داده شده است، که زاویه  $\phi$ ، معرف موقعیت مکانی سایش در نیمه ی پایینی یاتاقان است. به منظور مدل سازی یاتاقان ژورنال بدون سایش و با وجود آن در تحلیل، چندین فرض در نظر گرفته شده است:

تنها مقطع عرضی یاتاقان در نظر گرفته شده است، به این مفهوم که، طول یاتاقان بی نهایت بوده و از اثرات ناشی دو انتها صرف نظر شده است. همچنین، تمام مکان سایش از نظر هندسی در طول یاتاقان ثابت در نظر گرفته شده است.

پیرامون شفت شرایط مرزی سیال بدون لغزش<sup>۱</sup> در نظر گرفته شده است.

پوسته ی یاتاقان به صورت Stationary wall، No-slip و محور به صورت Sliding wall در نظر گرفته شده که در معادلات (۷) و (۸) به ترتیب شرایط مرزی این دو دیواره نشان داده شده است:

$$u = 0 \quad (۷)$$

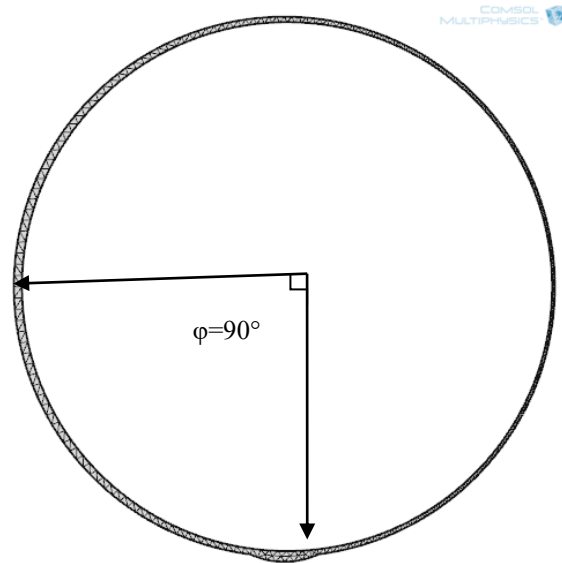
$$u \cdot n = 0, u \cdot t = U_w \quad (۸)$$

سطوح یاتاقان و شفت هموار و صیقلی در نظر گرفته شده است.

جدول ۲- مشخصات یاتاقان و روانکار

مقادیر	پارامترها
Engine oil	نوع سیال
Structural steel	جنس محور
Tin Alloys	جنس یاتاقان
305	دمای روانکار (k)
100	سرعت شفت (rpm)
100	شعاع یاتاقان (mm)
98	شعاع محور (mm)
1	انحراف در جهت محور (mm)x
1	خروج از مرکزیت (mm)
2	لقی (mm)
0.5	نسبت خروج از مرکزیت

<sup>1</sup> No slip



شکل ۴- مش بندی مدل یاتاقان ژورنال با وجود سایش

براساس مدل و روابط ارائه شده، در بخش بعدی توزیع فشار و همچنین ظرفیت تحمل بار یاتاقان در حالت با سایش و بدون آن در نیم کپه ی پایینی یاتاقان، که وقوع سایش در آن محتمل تر است، به منظور مشاهده ی اثر سایش و موقعیت مکانی آن بر سیستم ارائه شده است.

#### ۲-۴- تحلیل نتایج

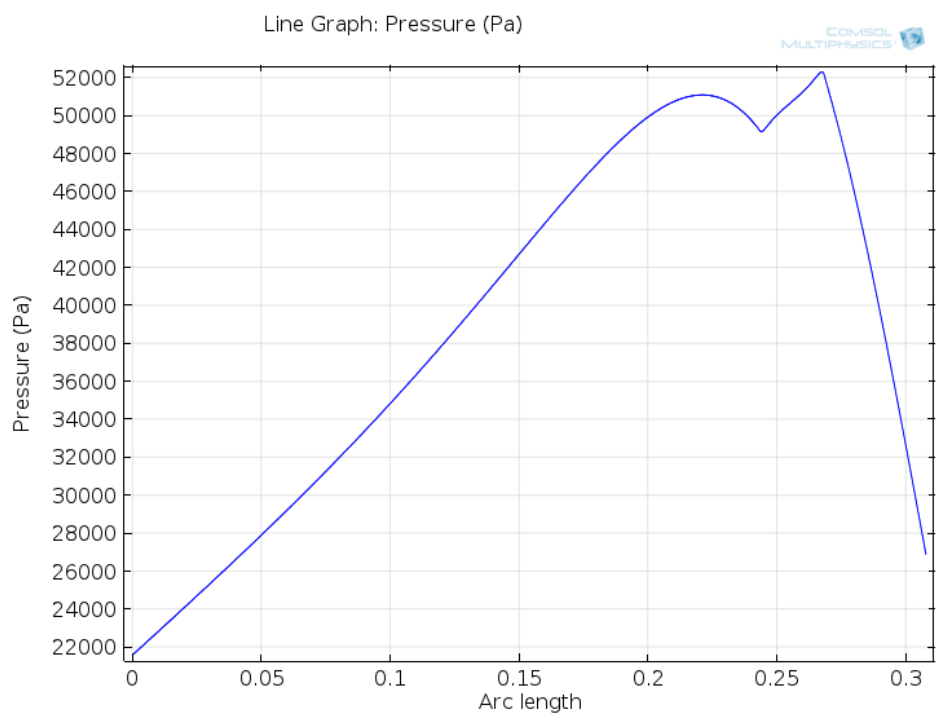
بر اساس مطالعاتی که در مورد سایش یاتاقان ژورنال بدون سایش انجام گردید، نیمه ی پایینی یاتاقان دارای فشار بالاتری بوده و در نتیجه قسمت عمده ای از نیروهای تکیه گاهی و وزن محور توسط این قسمت تحمل می شود. به همین علت، موقعیت مکانی سایش در نیم کپه ی پایینی یاتاقان به منظور مطالعه ی اثر موقعیت مکانی سایش بر تحلیل، بین زوایای  $\varphi=0$  تا  $\varphi=180$  در نظر گرفته شده است.

در شکل (۵) نمودار توزیع فشار بر حسب طول کمان برای  $\varphi=150$  نشان داده شده است.

در شکل (۵) فشار یک خیز شدید در محل سایش، جایی که فشار به پیکی می رسد وجود دارد، دومین پیک محل ماکزیمم فشار روغن شده و همچنین باعث ایجاد شیفت خط فشار با شیب منفی به سمت راست گردیده است که به موجب آن سطح زیر نمودار یا به عبارتی دیگر ظرفیت تحمل بار افزایش یافته است.

در شکل (۶) نمودار ظرفیت تحمل بار یاتاقان برای نیمه ی پایینی و کل یاتاقان نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود، بخش عمده ای از ظرفیت تحمل بار یاتاقان، (مقداری حدود ۸۹ درصد از کل ظرفیت) توسط نیمه ی پایینی آن تامین شده است.

برای تمام حالت های ارزیابی شده در این تحقیق، ظرفیت تحمل به صورت بار بر واحد طول یاتاقان (N/m)، با انتگرال گیری از نمودار فشار روغن حول شفت در حالت پایدار بر حسب تابعی از زاویه پیرامون شفت، بدست آمده است.

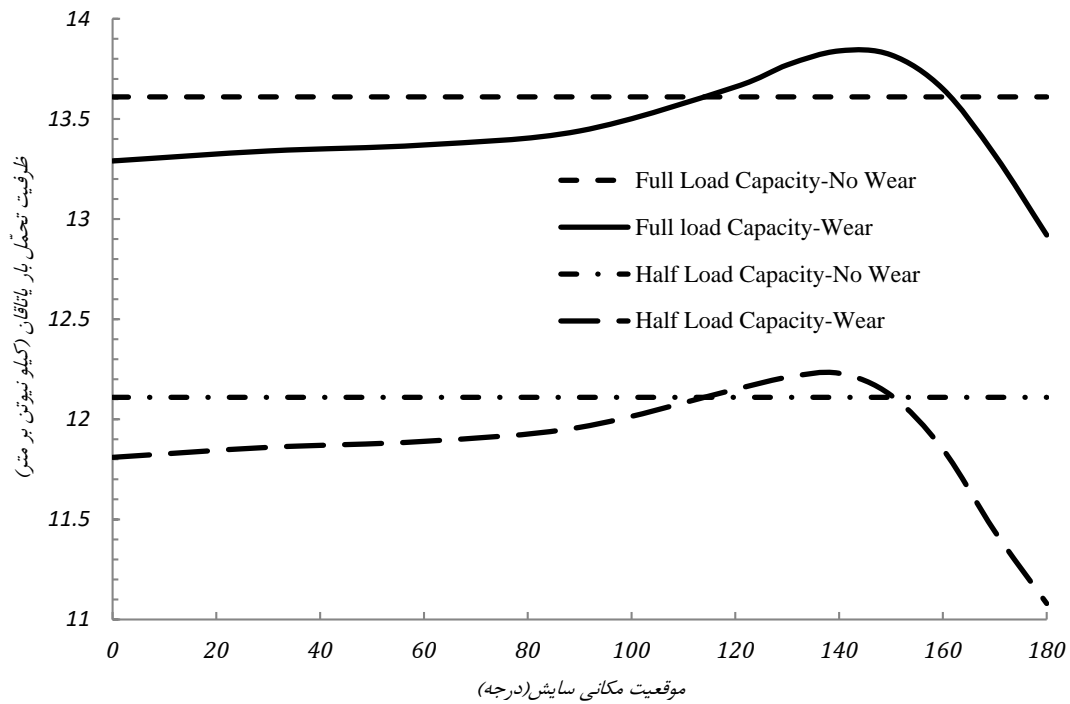


شکل ۵- نمودار فشار بر حسب طول کمان با سایش در  $\phi=150^\circ$

با توجه به شکل (۶) بر اثر سایش، ظرفیت تحمل بار بین  $\phi=0$  تا  $\phi=110$  کاهش می‌یابد ولی اختلاف میان حالت بدون سایش و دارای سایش بین این دو زاویه به طور یکنواخت و پیوسته افزایش یافته است. همچنین، ظرفیت تحمل بار بین  $\phi=110$  تا  $\phi=150$ ، بالاتر از یاتاقان بدون سایش بوده ولی بعد از آن بین  $\phi=150$  و  $\phi=180$  با کاهش سریعی همراه می‌باشد.

در جدول (۴) درصد افزایش یا کاهش ظرفیت تحمل بار یاتاقان در نیمه ی پایینی و کل یاتاقان و همچنین ماکزیمم فشار روغن در نواحی سایش یاتاقان ژورنال در مقایسه با همان یاتاقان ژورنال بدون سایش ارائه شده است.

براساس جدول (۳)، درصد کمی کاهش در ظرفیت تحمل بار یاتاقان بین  $\phi=0^\circ$  تا  $90^\circ$  و فشار ماکزیمم سیال ( $<3\%$ ) و بین  $\phi=120^\circ$  تا  $150^\circ$  نیز مقدار کمی افزایش در هر دو پارامتر ظرفیت تحمل بار ( $<2\%$ ) و ماکزیمم فشار روغن ( $<4\%$ ) مشاهده شده است. همچنین، هر دو پارامتر تا سایش در زاویه ی  $\phi=180^\circ$  تا حدی کاهش ( $>7\%$ ) نشان داده اند. بنابراین، براساس نتایج بدست آمده، به جزء در تعداد محدودی از نقاط که در مجاورت مکان فشار ماکزیمم یاتاقان قرار دارند، در بقیه ی نقاط پیرامون یاتاقان، سایش منجر به کاهش فشار و در نتیجه از بین رفتن تعادل و پایداری سیستم و کاهش ظرفیت تحمل بار نیم کپه ی پایینی یاتاقان به خصوص برای سایش در  $\phi=180^\circ$  شده است.



شکل ۶- نمودار ظرفیت تحمل بار یاتاقان بر حسب مکان سایش

جدول ۴- تغییرات فشار ماکزیمم و ظرفیت تحمل بار در یاتاقان ژورنال در دو حالت با سایش و بدون سایش

موقعیت مکانی سایش	فشار ماکزیمم %	ظرفیت تحمل بار کل %	ظرفیت تحمل بار کپه ی پایین %
0	-1.72	-2.35	-2.47
30	-1.78	-1.98	-2.06
60	-2.08	-1.76	-1.81
90	-2.1	-1.24	-1.23
120	1.18	0.36	0.33
130	4.11	1.17	0.82
140	3.92	1.68	0.99
150	-1.57	1.54	0.08
160	-5.82	0.29	-2.14
170	-7.25	-2.13	-5.53
180	-7.85	-5.06	-8.5

با توجه به این موضوع که امکان بررسی و صحت سنجی نتایج حاصل از شبیه سازی به کمک داده برداری تجربی در نیروگاه های گازی به دلیل حساسیت و اهمیت آن ها و محدودیت های دسترسی وجود نداشت به منظور معتبر سازی و صحت سنجی نتایج حاصل از نرم افزار کامسول، آن ها با نتایج حاصل از حل تئوری برای یاتاقان ژورنال ساده و بدون سایش مقایسه شده اند.

در ادامه به ذکر معادلات حاکم بر یاتاقان های ژورنال به منظور محاسبه ی پروفیل فشار سیال حول محور و یافتن داده های حاصل از حل تئوری پرداخته شده است.

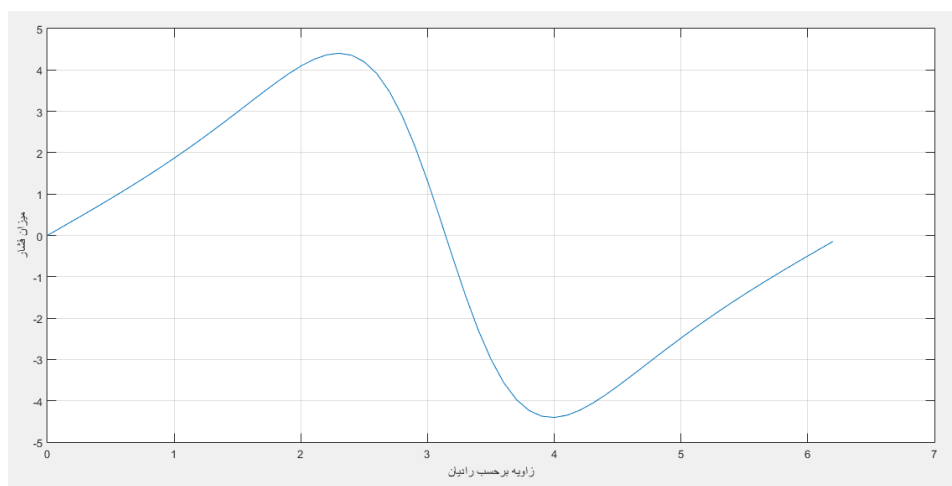
برای این منظور از معادله ی هریسون و Harrison-Sommerfeld که برای یک یاتاقان ژورنال کامل به صورت رابطه ی (۹ و ۱۰) می باشند استفاده شده است:

$$\frac{\mu N}{P} \left( \frac{r}{c} \right)^2 = \frac{5(2 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\pi^2 \varepsilon} \quad (9)$$

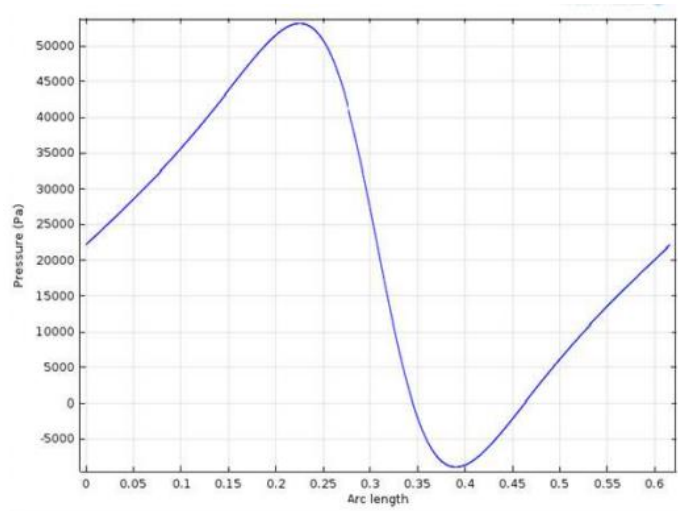
$$p - p_0 = \frac{6\mu V r \varepsilon}{c^2} * \frac{\sin \theta (2 + \varepsilon \cos \theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \quad (10)$$

در رابطه (۹) عبارت سمت چپ عدد سامرفیلد نام دارد که معکوس این عدد، در صنعت برای تعیین ظرفیت تحمل بار یاتاقان استفاده می گردد همچنین رابطه (۱۰) میزان اختلاف فشار در یاتاقان های ژورنال را نشان می دهد (۱۳). به منظور معتبرسازی روند مدل سازی، نتایج حاصل از نرم افزار کامسول برای اختلاف فشار در یاتاقان ژورنال در حالت بدون سایش (قابل محاسبه به کمک روابط تئوری) برای تعدادی از زوایا با نتایج حاصل از معادله ی (۱۰) مقایسه شده است. به منظور محاسبه مقادیر تئوری ابعاد هندسی و خواص مواد مورد استفاده در حل تحلیلی، برای حل تئوری نیز استفاده شده است. نمودار تغییرات اختلاف فشار تئوری و شبیه سازی در شکل های (۷ و ۸) نشان داده شده است.

همانطور که در شکل های (۷ و ۸) مشاهده می شود نتایج حاصل از تئوری و شبیه سازی برای تغییرات فشار در اطراف یک یاتاقان ژورنال روند مشابهی داشته و میزان اختلاف آن ها برای یاتاقان مورد نظر اندک می باشد. با جایگذاری زاویه ی  $\theta=30$  در معادله ی (۱۰)، مقدار  $6,481$  پاسکال برای اختلاف فشار بدست آمده، که با نتایج حاصل از حل تحلیلی که مقدار  $6,576$  پاسکال برای اختلاف فشار در این زاویه و فشار ماکزیمم بدست آمده، تطابق قابل قبولی دارد. نتایج بدست آمده از تئوری و شبیه سازی برای برخی زوایا در جدول (۵) نشان داده شده است.



شکل ۷- نمودار تغییرات اختلاف فشار (برحسب Psi) تئوری برای یاتاقان ژورنال



شکل ۸- نمودار تغییرات اختلاف فشار حاصل از شبیه سازی برای یاتاقان ژورنال

جدول ۵- مقادیر اختلاف فشار حاصل از تئوری و شبیه سازی در زوایای مختلف

زاویه	اختلاف فشار حاصل از تئوری (kPa)	اختلاف فشار حاصل از شبیه سازی (kPa)	درصد خطا
۳۰	6.481	6.576	۱,۴۶۶
۶۰	13.550	14.21	7.74
۹۰	21.73	22.32	2.72
۱۵۰	26.48	26.76	1,06
۱۸۰	0	0	0

همانطور که در جدول (۵) مشاهده می‌شود میان مقادیر حاصل از تئوری و شبیه سازی مقداری اختلاف وجود دارد، این میزان خطا ممکن است به دلایل متفاوتی نظیر فرض‌های که در حل معادلات در نظر گرفته شده است، در نظر نگرفتن اصطحکاک و یا سایر عوامل باشد. همچنین زاویه مربوط به وقوع بیشینه فشار در یاتاقان ژورنال با توجه به روابط تئوری مطابقت می‌باشد:

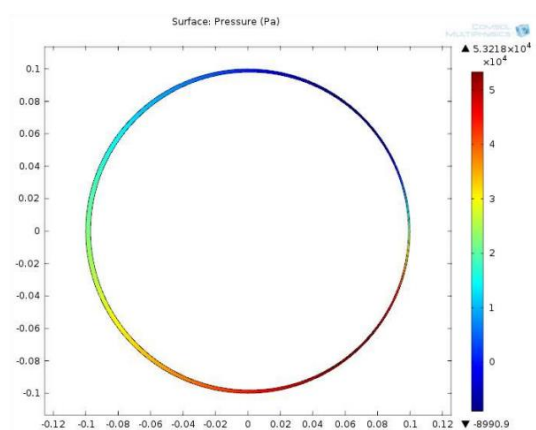
$$\cos \theta_1 = -\frac{3 \cdot 0.5}{2 + 0.5^2} = -0.666$$

$$\theta_1 = 131.8^\circ$$

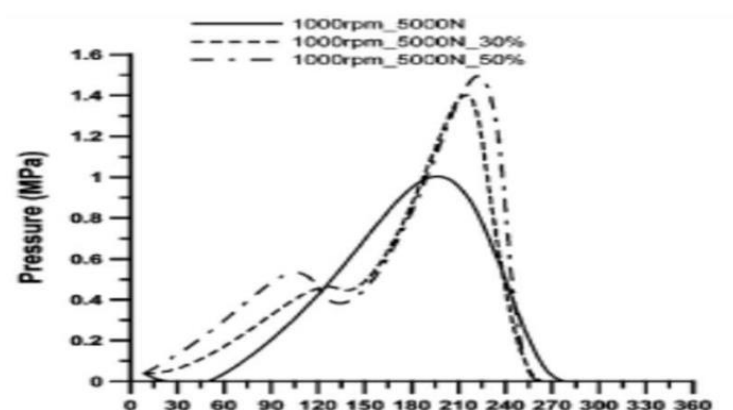
مقدار این زاویه بر اساس شبیه سازی ۱۳۲ درجه می‌باشد که انطباق مناسبی با نتایج تئوری دارد. نمودار توزیع فشار حاصل از شبیه سازی در اطراف یاتاقان در شکل (۹) نشان داده شده است.

همچنین در نهایت نتایج بدست آمده با نتایج حاصل از تحقیقات آقای Fillon و همکاران که تحلیل ترموهیدرودینامیک یک یاتاقان ژورنال تخت تحت شرایط سایش را انجام دادند مقایسه گردید (۱۴). نتایج مربوط به تحلیل Fillon و همکاران و نتایج حاصل از این تحقیق در شکل‌های (۱۰ و ۱۱) نشان داده شده است.





شکل ۹- نمودار تغییرات اختلاف فشار تئوری برای یاتاقان ژورنال



شکل ۱۰- فشار برای نتایج تحقیقات Fillon و همکاران (۱۴)

همانطور که در شکل های (۱۰ و ۱۱) مشاهده می شود هر دو نمودار رفتار مشابهی داشته و دارای دو اوج بوده و در ناحیه سایش یک افت در فشار و در نتیجه یک افت در ظرفیت تحمل بار از خود نشان داده باند و موقعیت بیشینه فشار نیز کمی به سمت راست منتقل شده است که در مجموع انطباق مناسبی بین نتایج وجود دارد.

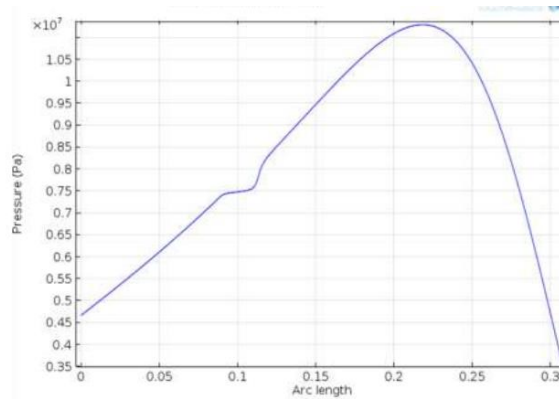
### ۳-۴- بررسی هندسه پیشنهادی جدید

همانطور که در بخش قبل مشاهده شد شبیه سازی انجام شده به کمک نرم افزار کامسول از دقت مناسبی جهت بررسی فشار روغن و ظرفیت تحمل بار یاتاقان در حالت بدون سایش دارا می باشد و لذا می توان از این مدل جهت بررسی تاثیرات سایش بر عملکرد و عمر آن استفاده نمود. در نهایت با کمک مدل تهیه شده و به منظور بهبود عمر سایشی یاتاقان های ژورنال یک پروفیل بیضوی مورد بررسی قرار گرفت که نتایج آن برای  $\varphi=180$  که بحرانی ترین زاویه برای سایش می باشد در جدول (۶) آورده شده است.

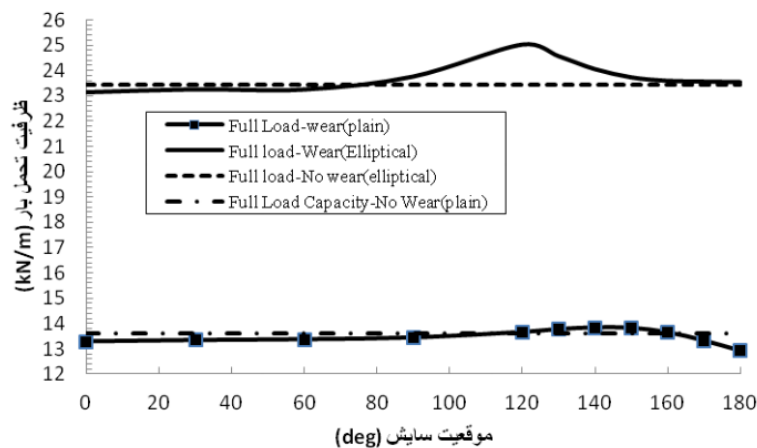
همانطور که در جدول (۶) مشاهده می‌شود میزان فشار بیشینه روغن و ظرفیت تحمل بار برای یاتاقانی با هندسه بیضوی بهتر از یاتاقان‌هایی با پیروفیل گرد می‌باشد که این امر موجب بهبود عملکرد یاتاقان و افزایش عمر سایشی آن می‌گردد. بنابراین در کاربردهایی که نیاز به تحمل بار بیشتری است، بهتر است از یاتاقان ژورنال با پیروفیل بیضوی بجای پیروفیل گرد استفاده گردد تا بازدهی یاتاقان افزایش یابد. ظرفیت تحمل بار برای موقعیت‌های مختلف سایش برای هر دو پیروفیل در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود.

**جدول ۶-** پارامترهای مربوط به پیروفیل‌های مختلف یاتاقان

نوع پیروفیل یاتاقان	موقعیت سایش ( $\phi$ )	فشار ماکزیمم روانکار (kpa)	ظرفیت تحمل بار کلی یاتاقان (kN/m)	ظرفیت تحمل بار نیمه ی پایینی یاتاقان (kN/m)
پیروفیل بیضوی	۱۸۰	۷۷,۴۶	۲۳,۵۴	۱۵,۹۸
پیروفیل گرد	۱۸۰	۴۹,۰۳	۱۲,۹۲	۱۱,۰۸



**شکل ۱۱-** فشار برای نتایج شبیه سازی انجام شده



**شکل ۱۲-** نمودار تغییرات اختلاف فشار تئوری برای یاتاقان ژورنال

## ۵- جمع بندی

در ماشین آلات دوار، سایش، یکی از اصلی ترین عیوب حادث در یاتاقان ها شناسایی شده و این امر تا حدی طبیعی است، زیرا ماده ی روکش داخلی این اجزاء نرم تر از ساختار ماده ی محور انتخاب می شود، تا به هنگام بروز آسیب، یاتاقان دچار سایش شده و به محور آسیب جدی وارد نگردد. بررسی این عیب از آنجا اهمیت یافته است، که بر اساس نتایج حاصل از جمع آوری داده های میدانی در نیروگاه ها، این عیب در کشور حداقل دو برابر بیشتر از کاربرد در موارد مشابه بوده است. با توجه به این موضوع با کمک نمودار های FTA به بررسی علل و ریشه های این عیب پرداخته شد و نتایج نشان داد که این امر به علت، استفاده از مواد خام کهنه، عدم ریخته گری صحیح، عدم نصب و عملیات نگهداری مناسب و ... بوده است.

بر اساس نتایج بدست آمده، سایش تاثیر بسیاری در تعیین عمر یاتاقان ها و بازدهی آن ها در صنعت داشته و موجب کاهش ظرفیت تحمل بار می شود. بیشترین کاهش در ظرفیت تحمل بار و فشار ماکزیمم روانکار زمانی رخ می دهد که سایش در  $\phi=180^\circ$  قرار داشته باشد. همچنین، با کمک شبه سازی های انجام شده با نرم افزار کامسول نشان داده شد که می توان با استفاده از یک یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی برای شرایط مشابه پارامتر های مربوط به یاتاقان و شرایط مربوط به عملکرد، ظرفیت تحمل بار و بازدهی بیشتری بدست آورد. علاوه بر این، با اجرای اقدامات مربوط به نگهداری و تعمیرات نیز نظیر کنترل فیلترها و یا افزایش تعداد آن ها به منظور جلوگیری از ورود ذرات آلوده به سیستم، تهیه ی چک لیست کنترلی پس از هر بازبینی و ... می توان تا حد زیادی از بروز آسیب های غیرمنتظره به سیستم و رسیدن به مرحله ی فاجعه انگیز جلوگیری نمود.

## مراجع

- [1] Badia F.G., and Berrade, M.D., "Optimum Maintenance of a System under Two Types of Failure", *Int. J. Mater. Struct. Reliab.* Vol. 4, No. 1, pp. 27-37, (2006).
- [2] Woodard, M., and Wolka, M., "Bearing Maintenance Practices to Ensure Maximum Life", *Proceeding of the Twenty-Seventh International Pump users Symposium, Houston, Texas,* (2011).
- [3] Gilchrist, S.H., "Modeling Failure Mode and Effect Analysis", *Int. J. Qual. Reliab. Manage.* Vol. 10, pp. 16-23, (1993).
- [4] Puente, R., Pino, R., Priore, P., and Fuente, D.D.L., "A Decision Support System for Applying Failure Mode and Effect Analysis", *Int. J. Qual. Reliab. Manage.* Vol. 19, No. 2, pp. 137-150, (2002).
- [5] Hoseynabadi, A., Oraee, H., and Tavner, P.J., "Failure Modes and Effect Analysis (FMEA) for Wind Turbines", *Electric Power Energy Syst.* Vol. 32, pp. 817-824, (2010).

- [6] Dufrane, K.F., Kannel, J.W., and MacCloskey, T.H., "Wear of Steam Turbine Journal Bearings at Low Operating Speed", J. Lubr. Technol, Vol. 105, pp. 313-317, (1983).
- [7] Pickering, S., "Tribology of Journal Bearings Subjected to Boundary and Mixed Lubrication", PhD Theses, Department of Mechanical & Industrial Engineering, Northeastern University, Boston, USA, (2011).
- [8] Baskara, S., and Sriram, G., "Tribological Behavior of Journal Bearing Material under Different Lubricants", Journal of Tribology in Industry, Vol. 36, pp. 127-133, (2014).
- [9] Aghdam, A.B., and Khonsari, M.M., "Prediction of Wear in Grease-lubricated Oscillatory Journal Bearings via Energy-based Approach", Journal of Wear, Vol. 318, pp. 118-201, (2014).
- [10] Kwai-Sang, C., Ying-Ming, W., Gary, K.K.P., and Jian-Bo, Y., "Failure Mode and Effect Analysis by Data Envelopment Analysis", International Journal of Decision Support Systems, Vol. 48, pp. 246-256, (2009).
- [11] Bernard C., and Rodica B., "*Diesel Engine Reference Book*", Handbook, Second Edition, Butterworth-Heinemann Ltd, pp. 331-345, (2008).
- [12] Heinz, P.B., and Fred, K.G., "Machinery Failure Analysis and Troubleshooting", Fourth Edition, Vol. 3, pp. 90-93, (2012).
- [13] Mokhtar, M.O.A., Howarth, R.B., and Davies, P.B., "Wear Characteristics of Plain Hydrodynamic Journal Bearings during Repeated Starting and Stopping", ASLE Trans, Vol. 20, pp. 191-194, (1977).
- [14] Fillon, M., and Bouyer, J., "Thermohydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing", Tribology International, Vol. 37, pp. 129-136, (2004).

## پیوست

## الف: جداول تعیین ضرایب RPN

## جدول ۱ - جدول رتبه بندی نرخ وخامت عیب

رتبه	معیار: نرخ وخامت	اثر خرابی
۱۰	حالت خرابی، عملکرد ایمنی سیستم را بدون هشدار به مخاطره می اندازد.	به خطر افتادن ایمنی بدون هشدار
۹	حالت خرابی، عملکرد ایمنی سیستم را با هشدار به مخاطره می اندازد.	به خطر افتادن ایمنی با هشدار
۸	سیستم با آسیب مخرب بدون به خطر انداختن ایمنی، غیر قابل استفاده است.	بسیار زیاد
۷	سیستم با آسیب تجهیزات غیر قابل استفاده است.	زیاد
۶	سیستم با آسیب جزئی غیر قابل استفاده است.	متوسط
۵	سیستم بودن خرابی، غیر قابل استفاده است.	کم
۴	سیستم با تنزل چشمگیر عملکردش قابل استفاده است.	خیلی کم
۳	سیستم با مقداری خرابی قابل استفاده است.	ناچیز
۲	سیستم با حداقل مداخله قابل استفاده است.	خیلی ناچیز
۱	بی تاثیر	هیچ

## جدول ۲ - جدول رتبه بندی احتمال وقوع

رتبه	احتمال خرابی	نرخ خرابی محتمل
۱۰	بیشتر از ۱ در ۲	خیلی زیاد: خرابی تقریباً اجتناب ناپذیر است
۹	۱ در ۳	
۸	۱ در ۸	زیاد: خرابی های مکرر
۷	۱ در ۲۰	
۶	۱ در ۸۰	متوسط: خرابی های گاه و بی گاه
۵	۱ در ۴۰۰	
۴	۱ در ۲۰۰۰	
۳	۱ در ۱۵۰۰۰	کم: خرابی به ندرت اتفاق می افتد
۲	۱ در ۱۵۰۰۰۰	
۱	کمتر از ۱ در ۱۵۰۰۰۰۰	غیر محتمل: وقوع خرابی غیر محتمل است.

**جدول ۳- جدول رتبه بندی احتمال تشخیص**

رتبه	تشخیص	احتمال شناسایی توسط کنترل طراحی
۱۰	تقریبا غیر ممکن	کنترل طراحی نمی تواند علت خرابی و یا حالت خرابی را شناسایی کند و یا هیچ کنترلی وجود ندارد.
۹	خیلی بعید	کنترل طراحی شانس بسیار ناچیزی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی دارد.
۸	بعید	کنترل طراحی شانس ناچیزی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی دارد.
۷	خیلی کم	کنترل طراحی شانس خیلی کمی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی دارد.
۶	کم	کنترل طراحی شانس کمی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی دارد.
۵	متوسط	کنترل طراحی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی شانس متوسطی دارد.
۴	نسبتا زیاد	کنترل طراحی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی شانس زیادی دارد.
۳	زیاد	کنترل طراحی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی شانس خیلی زیادی دارد.
۲	خیلی زیاد	کنترل طراحی در شناسایی علت خرابی و یا حالت خرابی شانس خیلی زیادی دارد.
۱	تقریبا حتمی	کنترل طراحی به طور حتم خرابی یا حالت خرابی را شناسایی می کند.



**Abstract**

Journal bearings are vastly used in major industries such as power generation, oil and gas production, refineries, and the like. Thus, much investigation and study has taken place for more effective maintenance and fault detection of these bearings. An effective method in maintenance for these bearings is Root Cause Analysis (RCA) that tools like FMEA and FTA are used in it. In this paper, initially meanwhile investigation of journal bearing failures prioritizing of them have been down by using FMEA and FTA.

For this purpose, expert opinion and field data collection were used in six gas power stations of country and by used them RPN are calculated for faults. Finally considering to RPN result and the importance of wear in of journal bearing, this issue is simulated in COMSOL software and using Navier-Stokes equations and load capacity is investigated. At least some suggestions about geometry of journal bearing were presented to improve its performance.