Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(8) (2021) 1079-1082
DOI: 10.22060/mej.2020.16399.6355

Fault Detection of journal bearings and Simulation of Major Occurred Fault using Failure Mode and Effect Analysis Method to Evaluate its Effects

M. Riahi*, N. Jafarian Kafshgari

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

ABSTRACT: During the operation of rotating machines in large industries such as power plants, the journal bearing failures are numerous. In order to avoid catastrophic damages in bearings and reducing the causes, evaluation of the root causes of bearing failures is important. In this paper, we investigate the root causes of failure in journal bearings, using one of the powerful methods of maintenance fields, which has been named failure mode and effect analysis. In order to collect bearing failures data, have been referred to the six power plants and failures information is obtained. Using this data and charts related to the occurrence probability, detection probability and severity rates which are the main parameters of this method for determining the risk priority number, the failure mode and effect analysis method has been implemented. According to this method, the main failure has been identified as wear. Then, using the well-known model of bearing wear geometries and computational fluid dynamics analysis for solving Navier-Stocks equations, effects of wear on the bearing load capacity, maximum lubrication pressure, in the different locations of wear, in the lower half of the bearing, has been investigated. Finally, the results of the finite element analysis have been compared to the results of the theory and solving the Sommerfeld-Harrison equation for bearing without wear. Also, to reduce the effects of this failure, another bearing geometry has been proposed in a similar situation with a load capacity greater than the custom one.

Review History:

Received: May. 21, 2019
Revised: Dec. 13, 2019
Accepted: Jan. 26, 2020
Available Online: Feb. 22, 2020

Keywords:

Journal bearing
Risk priority number
Wear
Load capacity

1. INTRODUCTION

Most industries depend on rotating machinery. Among this equipment, sizeable and larger machines contain an element known as journal bearing [1]. A high percentage of these bearings last a considerable length of time [2]. Particularly those in power generation industries, refineries, petrochemical compounds, etc.

The formation of hydrodynamic film between journal bearings and the axel is the most vital function of a sound function in any large rotating machinery [3]. This has to occur to provide separation between the involved surfaces [4]. Consequently, when for any reason, the hydrodynamic film would not form the outcome would be disastrous in the shortest amount of time [5]. In other words failure and going out of order of the machine will become inevitable in such a case.

Moreover, in conditions when the operation of this equipment is not in accordance with the prescribed functioning guidelines, fretting, corrosion, cracks, etc. would also become an outcome of the malfunctioning [6].

2. METHODOLOGY

In order to obtain the desired parameters related to journal bearings, a Finite Element Method (FEM) approach along with solving Navier–Stokes equations has taken place [7]. Moreover, the Reynolds equation for alterations in pressure with respect to distance from the bearing along slippage direction was solved accordingly [8]. This was used as a base for the calculation of the capacity of loading for the bearing.

The number assigned to severity (S) would only be considered upon effects of failure. Reduction of severity would only become possible by alterations in the process and its procedure. Few quantitative parameters were expressed on a scale of 1 to 10 for severity.

The probability of occurrence (O) is typically estimated based on the chance of occurrence of failure during the part or product's lifetime. In other words, it is an expression as to what number could represent the probability of failure occurrence.

Probability of detection (D), is the chance of recognition and detection of the failure or its reason sensed by the controlling of the occurrence. The number assigned herein is indicative of the capability and ability of the present controls in the diagnosis of failure or reasons causing it.

Criteria suitable for all the above three elements have to be evaluated and presented on a fixed and contractual basis. The existing standards concerning proper utilization of values assigned to the elements discussed herein are presented by Ref. [14].

*Corresponding author's email: Riahi@iust.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

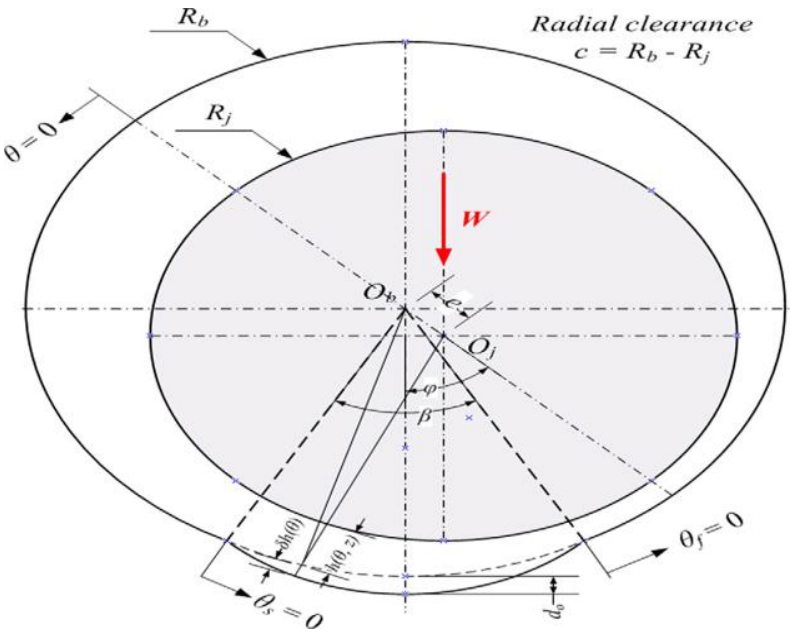


Fig. 1. Journal bearings geometry by considering abrasion

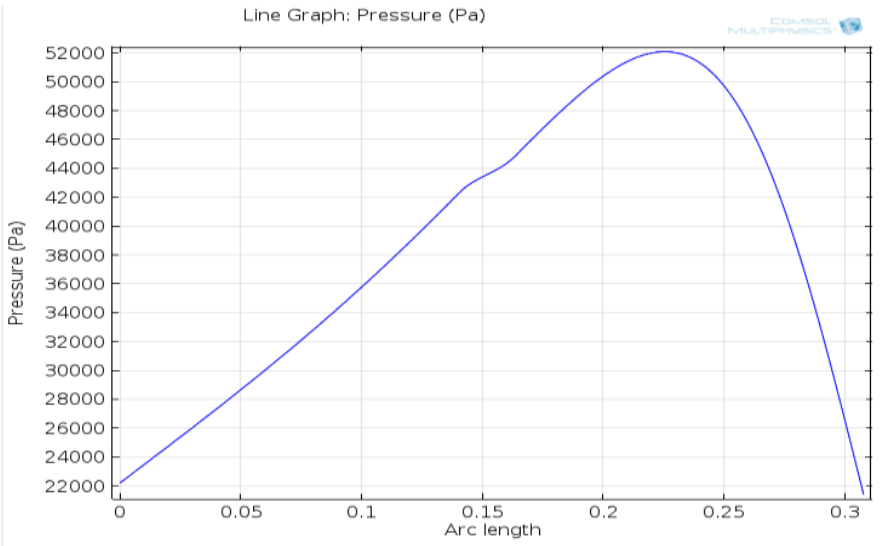


Fig. 2. Pressure at various arcs length with abrasion at φ=90°

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

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

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

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

$$u \cdot n = 0,\ u \cdot t = U_w \quad (5)$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6 * \mu * V}{h^3} * (h - h_1) \quad (6)$$

3. RESULTS AND DISCUSSION

Erosion is among the majority of faults that could occur in the performance of any bearing [9]. This is natural due to the fact outer layer of the bearing is normally softer than inner layer, so that in case of unforeseen damage, the bearings would not seriously become damaged, and in addition the axel would be saved prior to total destruction [10].

This notion is based on the collected data from different outlets throughout the region and at times this defect is at least twice in number in the case of power generation industries [11]. This finding was devoted to using out of order materials and alloys for surfaces, inappropriate casting operations, lack of correct installment procedures as well as poor maintenance [12].

The proposed geometrical profile presents a higher capacity receiving load when compared to the common round shape profiles [13, 14].

4. CONCLUSIONS

In this paper, through the utilization of Failure Mode and Effect Analysis (FMEA) coupled with field search problems associated with journal bearings of heavy rotating machinery major faults have been diagnosed. Based on findings herein, erosion is defect number one. Consequently, by using the analytic research method, the effects of erosion have been studied.

The procedure conducted was based on the comparison between obtained values for journal bearing's parameters link maximum pressure of lubricant, the capacity of loading, relevant to the location of erosion, and a fixed point on the surface with constant erosion. Hence, the most critical location and condition of the erosion was realized. Prescribed operation conditions would alleviate the deterioration steps of the bearing enormously.

REFERENCES

[1] F. Badía, M. Berrade, Optimum maintenance of a system under two types of failure, Int. J. Mater. Struct. Reliab, 4(1) (2006) 27-37.

[2] M. Woodard, M. Wolka, Bearing Maintenance Practices to Ensure Maximum Life, in: Proceedings of the 27th International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 2011.

[3] W. Gilchrist, Modelling failure modes and effects analysis, International Journal of Quality & Reliability Management, (1993).

[4] J. Puente, R. Pino, P. Priore, D. de la Fuente, A decision support system for applying failure mode and effects analysis, International Journal of Quality & Reliability Management, (2002).

[5] H. Arabian-Hoseynabadi, H. Oraee, P. Tavner, Failure modes and effects analysis (FMEA) for wind turbines, International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 32(7) (2010) 817-824.

[6] K. Dufrane, J. Kannel, T. McCloskey, Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds, (1983).

[7] S. Pickering, Tribology of Journal Bearings Subjected to Boundary and Mixed Lubrication, Mechanics of Contact and Lubrication, Northeastern University, (2011).

[8] S. Baskar, G. Sriram, Tribological Behavior of Journal Bearing Material under Different Lubricants, Tribology in Industry, 36(2) (2014).

[9] A. Aghdam, M. Khonsari, Prediction of wear in grease-lubricated oscillatory journal bearings via energy-based approach, Wear, 318(1-2) (2014) 188-201.

[10] Muzakkir, S. M., K. P. Lijesh, and Harish Hirani."Failure mode and effect analysis of journal bearing. Int. J. Appl. Eng. Res10.16 (2015): 37752-37759.

[11] K.-S. Chin, Y.-M. Wang, G.K.K. Poon, J.-B. Yang, Failure mode and effects analysis by data envelopment analysis, Decision Support Systems, 48(1) (2009) 246-256.

[12] R.R. Slaymaker, Bearing Lubrication Analysis, Wiley, 1955.

[13] M. Mokhtar, R. Howarth, P. Davies, Wear characteristics of plain hydrodynamic journal bearings during repeated starting and stopping, ASLE TRANSACTIONS, 20(3) (1977) 191-194.

[14] K.-S. Chin, Y.-M. Wang, G.K.K. Poon, J.-B. Yang, Failure mode and effects analysis by data envelopment analysis, Decision Support Systems, 48(1) (2009) 246-256.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Riahi, N. Jafarian Kafshgari, Fault Detection of journal bearings and Simulation of Major Occurred Fault using Failure Mode and Effect Analysis Method to Evaluate its Effects, Amirkabir J. Mech Eng., 53(8) (2021) 1079-1082.

DOI: 10.22060/mej.2020.16399.6355

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳ شماره ۸، سال ۱۴۰۰، صفحات ۴۵۸۱ تا ۴۵۹۴
DOI: 10.22060/mej.2020.16399.6355

عیب‌یابی یاتاقان‌های ژورنال و شبیه‌سازی سایش به‌عنوان اصلی‌ترین عیب به‌منظور بررسی اثرات ناشی از آن با استفاده از تکنیک تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست

محمد ریاحی*، نغمه جعفریان کفشگری

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

خلاصه: یاتاقان‌های ژورنال یکی از بخش‌های مهم در تجهیزات صنایع نظیر نیروگاه‌ها می‌باشند که در طول کارکرد خود دچار خرابی‌های مختلفی می‌شوند. به‌منظور جلوگیری از آسیب‌های فاجعه‌بار و کاهش علل ایجاد آن‌ها، می‌توان از روش‌های بررسی علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان‌ها استفاده نمود. در این مقاله، علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان‌های ژورنال، به وسیله روش تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست بررسی گردید. با استفاده از پرسشنامه، داده‌های مربوط به خرابی یاتاقان‌ها، در شش نیروگاه مختلف جمع‌آوری گردید. با کمک داده‌ها و جداول مربوط به رتبه‌بندی احتمال وقوع، احتمال تشخیص و نرخ شدت، که از پارامترهای اصلی برای تعیین عدد اولویت ریسک هستند، فرایند تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست اجرا گردید. در نتیجه، اصلی‌ترین عیب، سایش شناسایی شد. به‌منظور بررسی اثرات سایش و بهبود آن، با استفاده از مدل ارائه‌شده، برای هندسه‌ی سایش در یاتاقان و تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی برای حل معادله‌ی ناویراستوکس، اثر سایش در فشار ماکزیمم روان‌کار و ظرفیت تحمل بار در مکان‌های مختلف سایش در نیمه‌ی پایینی یاتاقان، موردمطالعه قرارگرفت. نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل اجزاء محدود با نتایج حاصل از تئوری و حل معادلات هریسون-سامرفیلد برای یاتاقان بدون سایش مقایسه گردید. به‌منظور کاهش اثر این عیب در شرایط مشابه، یاتاقان با هندسه دیگر و ظرفیت تحمل بیشتر پیشنهاد گردید.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۳۱
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۹/۲۲
پذیرش: ۱۳۹۸/۱۱/۰۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۲/۰۳

کلمات کلیدی:
یاتاقان ژورنال
تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست
عدد اولویت ریسک
سایش
ظرفیت تحمل بار.

۱-مقدمه

بسیاری از صنایع و تجهیزات دوار عظیم، برای عملکرد مناسب خود به یاتاقان‌های ژورنال وابسته هستند. درصد زیادی از یاتاقان‌های ژورنال در این صنایع نظیر نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها، کارخانه‌ها و ...، تحت شرایط ایده آل و مناسب کاری، دارای عمر طولانی می‌باشند. یکی از مهم‌ترین این شرایط، تشکیل فیلم هیدرودینامیک کامل بین یاتاقان و محور، به‌منظور جداسازی سطوح این دو قطعه و جلوگیری از تماس مستقیم جامد-جامد این سطوح می‌باشد. بنابراین، تحت شرایطی که فیلم روغن به‌درستی تشکیل نشود و یا دچار آلودگی و آسیب‌هایی ازاین‌دست قرار گیرد، یاتاقان ژورنال تحت سایش شدید قرار خواهد گرفت و آسیب‌های جدی به سیستم وارد خواهد شد. همچنین، این یاتاقان‌ها تحت شرایط نامطلوب کاری دچار آسیب‌های دیگری از قبیل، فرتینگ[1]، خوردگی، خستگی، ترک و ... نیز قرار می‌گیرند، که هریک اگر به‌موقع و درست تشخیص داده نشوند، آسیب و هزینه‌های زیادی به سیستم وارد خواهد نمود. بنابراین، نگهداری و تعمیرات این اجزاء از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد، که در این مقاله ابتدا به شناسایی عیوب و تحلیل علل ایجاد آن‌ها با استفاده از روش تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست[2] پرداخته‌شده است. محققان بسیاری بر روی بررسی علل ریشه‌ای خرابی در نیروگاه‌ها و صنایع عظیم، همچنین مطالعه‌ی اثرات این عیوب بر روی اجزای موردمطالعه‌ی سیستم و نحوه‌ی رفع آن‌ها پرداخته‌اند.

1 Fretting
2 Failure modes and effective analysis

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Riahi@iust.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

بر اساس مطالعاتی که تاکنون بر روی آسیب و خرابی قطعات و ماشین‌آلات صنعتی انجام‌شده، این خرابی‌ها در سطوح و به روش‌های مختلفی دسته‌بندی شده‌اند. برای مثال بادیا[1] و براد[۱]خرابی‌های ماشین‌آلات را در دو گروه به نام‌های خرابی‌های جزئی و خرابی‌های فاجعه‌آمیز تقسیم کرده‌اند. خرابی‌های جزئی با تعمیرات اندک برطرف می‌شود، اما خرابی‌های فاجعه‌آمیز با تعمیرات زیاد و در بعضی مواقع با تعویض برطرف می‌گردند. وودارد[2] و ولکا [۲] بر روی نگهداری و تعمیرات یاتاقان‌ها، به‌منظور اطمینان حاصل کردن از رسیدن عمر آن‌ها به مقدار بیشینه‌ی خود تحقیق کردند. آن‌ها بر روی تحلیل خرابی در یاتاقان‌های غلتشی پمپ‌ها و علل این خرابی‌ها کار کردند. ازنظر آن‌ها، مصرف‌کننده‌ی نهایی راه‌حل‌های زیادی برای پیشگیری از خرابی‌های فاجعه انگیز یاتاقان‌ها، از طریق بازبینی و نگهداری‌های پیشگیری‌کننده دارد. در مواقعی که این روش‌ها استفاده گردید، امّا آسیب اتفاق افتاد، باید به فکر طراحی مجدد بود. آن‌ها با استفاده از تحلیل نرم‌افزاری اجزاء محدود، هندسه‌ی جدیدی برای محفظه‌ی ساچمه‌ها ارائه دادند، که امکان ورود روان کار بیشتر و تحمّل بارهای اضافه را داشته باشد. تحلیل حالات خرابی و اثرات آن[3]، یک روش مهندسی پرکاربرد برای طراحی، شناسایی و حذف خرابی‌های بالقوه و آشکار سیستم می‌باشد. این روش ابتدا در سال ۱۹۶۳، توسط ناسا[4]برای برآوردن نیاز آن‌ها، به داشتن قابلیت اطمینان دقیق ایجاد شد. سپس در سال ۱۹۷۷توسط شرکت موتور فورد به کار گرفته شد [۳]. در این روش، ابتدا باید تمامی زیرمجموعه‌های سیستم با اجزای آن‌ها لیست شود. حالات خرابی هرکدام از این اجزاء به‌عنوان ورودی این روش تعیین گردد. پس ازآنجام این عملیات، شدت خرابی‌ها درنتیجه‌ی اثرات فاجعه‌بار آن‌ها، باید توسط عدد اولویت ریسک، رتبه‌بندی شود، که این عدد حاصل‌ضرب نرخ وخامت[5]، احتمال وقوع[6]و احتمال تشخیص[7] می‌باشد[۴] این عدد به‌تنهایی معنا ندارد و یک شاخص برای اولویت‌بندی حالات خرابی بر اساس میزان خطرپذیری بالقوه‌ی آن‌ها است و لذا فقط در مقایسه با عدد اولویت ریسک‌های[8] دیگر، معنا پیدا می‌کند. مقدار عددی عدد اولویت ریسک ، 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.

حسین‌آبادی[9] و همکاران [۵] برای تحلیل خرابی در سیستم‌های مختلف تولید انرژی، روش تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست مذکور را به کار بردند. آن‌ها از این روش برای تحلیل خرابی در سیستم‌های توربین بادی و تجهیزات آن بهره گرفتند. پونته[10] و همکاران [۴]، یک روش جایگزین از کاربرد تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست برای انواع مختلف مسائل استفاده کردند، سپس یک مدل تصمیم‌گیری فازی برای بهبود این روش در محاسبه‌ی عدد اولویت ریسک [11]به کار گرفتند.

دوفراین[12] و همکاران [۶] در سال ۱۹۸۳، سایش در یاتاقان‌های ژورنال توربین‌های بخار را مورد تحقیق قرار داده و اندازه‌گیری‌هایی از نوع و مقدار سایش در طی بازه‌های اورهال انجام دادند. آن‌ها دو مدل برای هندسه‌ی سایش، به‌منظور تحلیل‌ها آتی اثر سایش بر روان کاری هیدرودینامیک ارائه دادند، که محققان بسیاری برای مطالعات خود در این زمینه از آن بهره جسته‌اند. پیکرینگ[13] [۷] در سال ۲۰۱۱، به بررسی ویژگی‌های مربوط به سطوح در تماس یاتاقان‌های ژورنال و مسائل مربوط به آن تحت شرایط روان کاری مختلط و مرزی در طی آغاز به کار و خاموشی سیستم در سرعت‌های پایین پرداخته است. او آسیب اصلی مربوط به یاتاقان‌های ژورنال را سایش عنوان کرده است. پس از آن به مطالعه و بررسی اثرات این عیب بروی یاتاقان‌های ژورنال به‌صورت تئوری و آزمایشگاهی و با انجام تست پین روی دیسک پرداخته است. نتایج نشان دادند که سایش اثری منفی بر روی عملکرد و بارهای فشاری روغن در یاتاقان گذاشته است. باسکار و سریام[14] [۸] در سال ۲۰۱۴ بر روی رفتار تریبولوژیکی[15] مواد یاتاقان ژورنال تحت روان کاری‌های مختلف مطالعاتی انجام دادند. آن‌ها رفتار سایش و اصطکاکی مواد یاتاقان ژورنال را با سه نوع روان کار مختلف مانند SAE۲۰W۴۰و با استفاده از تست پین روی دیسک موردمطالعه قراردادند. نتایج نشان دادند که رفتار سایش یاتاقان ژورنال به شرایط

1Badia
2Woodard
3 Failure Modes and Effects Analysis (FMEA)
4NASA
5 Severity
6 Occurrence
7 Detection
8 Risk priority number

9 Hoseynabadi
10Puente
113Risk priority number
12Dufrane
13Pickering
14 Baskar & Sriam
15Tribological

لغزش و نوع روان کار بستگی دارد. مادهی یاتاقان ژورنال، زمانی که نوع روان کار CMRO با ذرات نانو CuO بود نسبت به دو حالت دیگر دارای ضریب اصطکاک کمتری بوده است. آن‌ها همچنین، سطوح دچار سایش را با میکروسکوپ الکترونی موردبررسی قرار داده و در مورد مکانیزم های سایش ایجادشده بحث کردند.

اقدم و خوانساری[1][۹] در سال ۲۰۱۴ بر روی پیش‌بینی و تحلیل سایش در یاتاقان‌های ژورنال با حرکت نوسانی محور و با روان کار گریس، با روشی مبتنی بر انرژی مطالعاتی انجام دادند. روش تحقیق آن‌ها بر اندازه‌گیری و یا تخمین افزایش دما در سیستم لغزشی استوار است. آزمایش‌هایی نیز به‌منظور بررسی رابطه‌ی بین نرخ سایش، اتلاف انرژی و افزایش دما انجام دادند. ویژگی‌های مهم یک سیستم لغزشی، به‌عنوان ضریب اتلاف انرژی سایش و رابطه بین انرژی اصطکاک و دما نیز به‌عنوان ضریب اتلاف انرژی-افزایش دما تعریف‌شده است. در این مقاله، نشان داده‌شده است که روش پیشنهادی ارائه‌شده، قادر به پیش‌بینی نرخ سایش تحت بازه‌ی گسترده‌ای از بارگذاری می‌باشد.

در این مقاله، به بررسی علل خرابی اصلی یاتاقان‌های ژورنال توربین‌های گازی در تعدادی از نیروگاه‌های کشور با استفاده از روش تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست پرداخته‌شده، که تاکنون به‌جز موارد معدود (مذکر و لیجش و...) این روش برای تحلیل خرابی در یاتاقان‌ها استفاده‌نشده است [۱۰] و پس از آن، عیب با بالاترین عدد اولویت ریسک بر اساس این روش به‌عنوان اصلی‌ترین علت خرابی یاتاقان‌های ژورنال شناسایی‌شده است. سپس، به بررسی این عیب و اثرات آن در یاتاقان‌های ژورنال با استفاده از روش اجزاء محدود و مدل سایش ارائه‌شده در مرجع [۶] پرداخته‌شده است. فشار ماکزیمم روان کار و ظرفیت تحمل بار یاتاقان برحسب سایش در مکان‌های مختلف در نیم کپه‌ی پایینی یاتاقان با استفاده از نرم‌افزار کمسول – مولتی فیزیک[2] محاسبه‌شده است. این مدل ارائه‌شده، می‌تواند برای مطالعه‌ی اثرات سایش بر پارامترهای مختلف یاتاقان نظیر فشار ماکزیمم روغن، ظرفیت تحمل بار، دمای روان کار، ضخامت فیلم روغن و ... و همچنین تأثیر موقعیت مکانی سایش در یاتاقان، با استفاده از روش تحقیق تحلیلی مورداستفاده قرار گیرد.

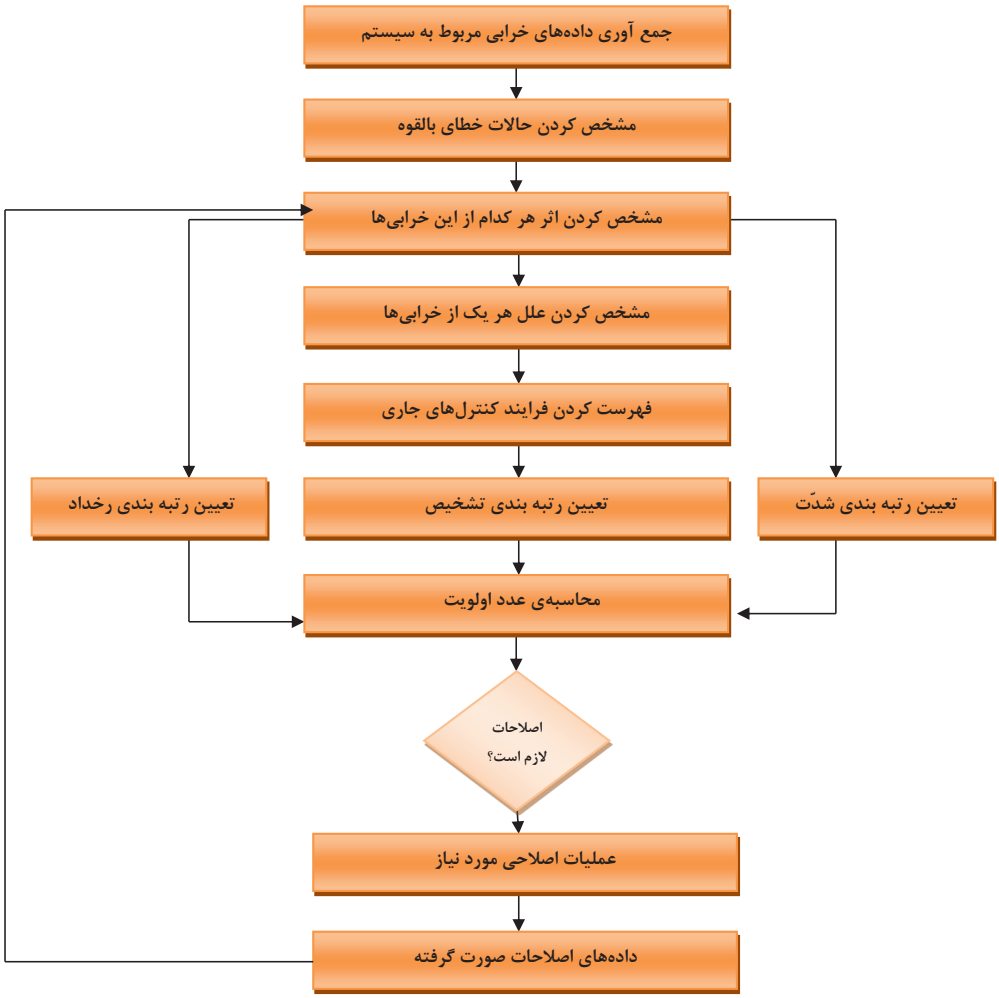
1Aghdam & Khansari
2 Comsol-Multiphysics

۲-کاربرد روش تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست در یاتاقان‌های ژورنال

به‌منظور انجام این روش بر روی یاتاقان‌های ژورنال، آمار خرابی این اجزاء، از شش نیروگاه کشور جمع‌آوری گردید، که به‌عنوان ورودی این روش می‌باشند. این خرابی‌ها، از سال ۱۳۸۰ به بعد از واحدهای توربین گازی نیروگاه‌ها، برای یاتاقان‌های ژورنال با ابعاد بزرگ، یاتاقان توربین، کمپرسور و ژنراتور از طریق تهیه‌ی پرسشنامه، به‌دست‌آمده است. جامعه‌ی آماری ما، حدود ۹۰ یاتاقان ژورنال را تشکیل می‌دهد، که آمار خرابی آن‌ها، به چند گروه تقسیم گردید و تعداد دفعات تکرار آن‌ها، طی ۱۳ سال گذشته موردمطالعه قرار گرفت. این تعداد یاتاقان در طی چند سال گذشته، تعویض نیز داشته است، بنابراین تعداد یاتاقان‌های کل بیشتر از این تعداد بوده و آمار کل تعویض آن‌ها در دسترس نبوده است. بر اساس مطالعاتی که تاکنون صورت گرفته، علل خرابی یاتاقان‌های ژورنال به چندین زیرگروه تقسیم گردید و مورد پرسش قرار گرفت:

- مواد خام: ۱-بابیت ۲-فلز پایه
- تولید و مونتاژ: ۱-لقی ناکافی ۲-ناهم‌محوری یاتاقان و ژورنال ۳-سطح پرداخت‌کاری نشده‌ی ژورنال ۴-خلل و فرج بر روی مادهی یاتاقان
- شرایط طراحی و کارکرد: ۱-خستگی ۲-ارتعاش ۳-عبور جریان ۴- آب‌بندی ناکافی ۵- خمش شفت ۶-سایش ساینده ۷-خراش بابیت در اثر تماس لغزشی۸-کاویتاسیون ۹-خوردگی ۱۰-عیوب مربوط به طراحی
- عیوب مربوط به روان کاری: ۱-آلودگی روان کار ۲- روان کاری کم ۳- انتخاب نامناسب روان کار ۴-زوال روان کار
- عوامل هندسی: ۱-بشکه‌ای شدن محور ۲- محور با پروفیل ساعت شنی
- عوامل مربوط به بهره‌برداری: ۱-آموزش‌های مربوط به راه‌اندازی سیستم ۲- کنترل قبل و حین بهره‌برداری شامل کنترل فیلترها و مدار روغن ۳-عدم وجود چک‌لیست کنترلی

بر اساس این عیوب، نتایج حاصل از پرسشنامه، تحقیق و پرسش از کارشناسان مربوط به حوزه‌ی نگهداری و تعمیرات در نیروگاه‌ها و استفاده از روش کارشناس خبره و همچنین استفاده از جداول مربوط به رتبه‌بندی احتمال وقوع، احتمال تشخیص و نرخ وخامت در مرجع



شکل ۱. فلوچارت فرایند تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست

Fig. 1. FMEA Process flowchart of analysis for conditions and effects of fracture

[۱۱]جدول مربوط به تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست تکمیل گردیده است که در جدول ۱ نتایج حاصل برای چند عیب با عدد اولویت ریسک بالاتر نشان داده‌شده است.

در این روش ابتدا باید تمامی زیرمجموعه‌های سیستم با اجزای آن‌ها لیست شود. حالات خرابی هرکدام از این اجزاء به‌عنوان ورودی این روش تعیین گردد. پس ازآنجام این عملیات، شدت خرابی‌ها درنتیجه‌ی اثرات فاجعه‌بار آن‌ها، باید توسط عدد اولویت ریسک، رتبه‌بندی شود، که این عدد حاصل‌ضرب نرخ وخامت[1]، احتمال وقوع[2] و احتمال تشخیص[3] می‌باشد[۸]. این عدد به‌تنهایی معنا ندارد و یک شاخص برای اولویت‌بندی حالات خرابی بر اساس میزان خطرپذیری بالقوه‌ی آن‌ها است و لذا فقط در مقایسه با عدد اولویت ریسک‌های دیگر، معنا پیدا می‌کند. مقدار عددی عدد اولویت ریسک ، 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.

$$RPN = S \times O \times D \qquad (۱)$$

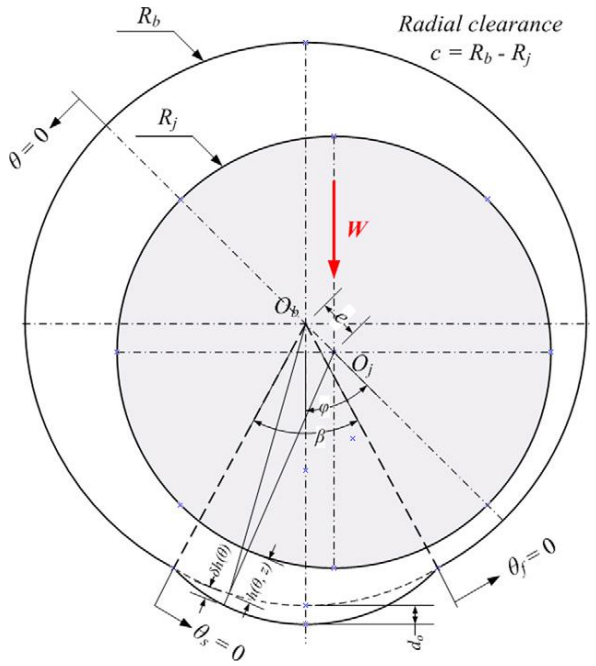
عدد نرخ وخامت، فقط در اثرات خرابی‌ها در نظر گرفته می‌شود. کاهش وخامت خطر، تنها با تغییرات در فرایند و نحوه‌ی انجام آن ممکن می‌شود. عوامل کمّی کمی برای نرخ وخامت خطر در مقیاس ۱ تا ۱۰ بیان‌شده است. احتمال وقوع، تخمینی است از احتمال وقوع علّت خرابی در طی زمان طول عمر قطعه و یا محصول و به‌بیان‌دیگر عبارتی است از این‌که با چه احتمالی، حالت خرابی ناشی از علّت

1 Severity
2 Occurrence
3 Detection

جدول ۱. فرایند تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست برای یاتاقان‌های ژورنال

Table 1. FMEA process for journal bearings of conditions and effects of fracture

ردیف	نوع خرابی	درصد خرابی بر مبنای داده‌های پرسشنامه	علل خرابی	اثر خرابی	رتبه‌ی شدت	رتبه‌ی وقوع	رتبه‌ی تشخیص	اقدامات اصلاحی	عدد اولویت ریسک (عدد اولویت ریسک)
۱	سایش	۸/۵۶	آلودگی روان کار- ناهم‌محوری و ...	خوردگی و کنده شدن ماده‌ی 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 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	۸۴/۳	۷	ایزوله کردن قطعه از منبع ارتعاش- تعویض موقعیت محور جهت تغییر در نقطه‌ی تماس	۴۰۸/۶۶
۳	آلودگی روان کار	۸/۵۶	عدم تعویض مناسب روغن-عدم چک کردن فیلتر روغن	لغزش خشک- گرمایش بیش‌ازحد- ذوب‌شدگی ماده‌یاتاقان- گیرپاژ-سایش و خوردگی	۸	۸/۵۶	۵	استفاده از فیلتر مناسب و بررسی سیستم روان کاری شامل پمپ و منبع تغذیه و لوله‌ها	۳۴۲/۴
۴	کنترل فیلترها و مدار روغن	۶/۸۵	خطای اوپراتور در تعمیرات و نگهداری- عدم استفاده از عملیات تعمیرات و نگهداری برنامه‌ریزی‌شده	آلودگی سیستم روان کاری- گیرپاژ و عدم کارکرد صحیح سیستم و ..	۹	۶/۸۵	۵	آموزش‌های مربوط به نصب، راه‌اندازی و عملیات نگهداری و تعمیرات پیشگیرانه	۳۰۸/۲۵
۵	بابیت	۷/۲	عدم استفاده از مواد نو و ترکیبات شیمیایی استاندارد- عدم ریخته‌گری 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 ریخته‌گری صحیح	۲۵۹/۲
۶	آب‌بندی ناکافی	۵/۷۳	خطای اپراتور	عبور جریان	۷	۵۳/۷	۶	آموزش مربوط به آب‌بندی	۲۴۰/۶۶
۷	خستگی	۲/۸۳	بارگذاری و دمای بیش‌ازحد- ناهمسانی بابیت	ترک و یا کنده شدن قسمتی از سطح	۶	۲۳/۸	۷	استفاده از مواد مقاوم به خستگی، نصب صحیح و یا تغییر هندسه‌یاتاقان	۱۱۸/۸۶



شکل ۲. هندسه‌ی یاتاقان ژورنال باوجود سایش [۶]

Fig. 2. Journal bearings Geometry by considering abrasion

شناسایی‌شده رخ می‌دهد. احتمال تشخیص، عبارت است از شانس شناسایی و کشف خرابی و یا علّت خرابی توسط کنترل‌های جاری. رتبه‌ی تشخیص نشان‌دهنده‌ی قابلیت و توانایی کنترل‌های جاری دریافتن خرابی و یا علّت آن است. مقیاس‌های ارزش‌گذاری مناسب باید برای این سه فاکتور در هر پروژه فراهم شود و به‌صورت ثابت و قراردادی به کار گرفته شوند. استانداردهای منتشرشده حاوی سه جدول از مرجع [۱۴]نشان‌دهنده‌ی این مقیاس‌ها هستند.

پس از محاسبه عدد اولویت ریسک ، باید بر روی تعاریف کنترل‌های طراحی جاری و یا عملیات اصلاحی و پیش‌گیرنده تمرکز کرد. این اصلاحات باید برای حذف ریشه‌ی علل خرابی، کاهش نرخ وخامت خطا، افزایش استفاده‌ی مجدد از قطعه و افزایش رضایت از کارکرد قطعه صورت گیرد. در ادامه یک مطالعه‌ی موردی از این روش بر روی یاتاقان‌های ژورنال صورت خواهد پذیرفت.

بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از این روش، سایش به‌عنوان اصلی‌ترین عیب حادث در یاتاقان‌های ژورنال نیروگاه‌های کشور شناسایی‌شده و بالاترین عدد اولویت ریسک را به خود اختصاص داده است. سایش به معنی خوردگی و جدا شدن قسمتی از ماده از سطح جامد می‌باشد، که توسط سطح دیگری از سطح اولیه کنده‌شده است. این عیب به علل مختلف نظیر آلودگی روان کار توسط ذرات جامد و سخت، عدم تشکیل فیلم کامل روغن، عدم هم‌محوری، نصب نادرست و درنتیجه خروج از مرکزیت نامناسب یاتاقان، جنس و ریخته‌گری نامناسب بابیت در داخل پوسته‌ی یاتاقان و ... و به‌خصوص در سرعت‌های پایین به وجود می‌آید. در ادامه، به مطالعه‌ی این آسیب در یاتاقان‌های ژورنال با استفاده از تحلیل اجزاء محدود پرداخته‌شده است.

۳-تحلیل

۳-۱- مدل یاتاقان ژورنال

در این مقاله، به‌منظور در نظر گرفتن حالت نهایی، یاتاقان به‌جای حالت الاستیک، صلب در نظر گرفته‌شده، تا تنها اثر سایش موردمطالعه قرارگرفته شود. فرض شده که یاتاقان ژورنال در شرایط پایدار قرار دارد و جریان سیال آرام و تراکم ناپذیر در نظر گرفته‌شده است. هندسه‌ی یاتاقان ژورنال باوجود سایش از مدل دورفین[1] و همکاران [۶] برگرفته‌شده و در شکل ۲ ارائه‌شده است، که O_b و O_j به ترتیب مراکز یاتاقان و محور، R_b و R_j به ترتیب شعاع یاتاقان و ژورنال، e خروج از مرکزیت یاتاقان، L طول یاتاقان، β اندازه‌ی زاویه‌ی ناحیه‌ی مربوط به سایش $\beta=\theta_f-\theta_s$ که θ_s و θ_f، به ترتیب موقعیت محیطی نقاط شروع و پایان ناحیه‌ی سایش هستند، d_s بیشترین عمق سایش

1 Durfane

جدول ۲. مشخصات یاتاقان و روان کار

Table 2. Bearing and lubricant specifications

پارامترها	مقادیر
نوع سیال	روغن‌موتور[1]
جنس محور	فولاد سازه‌ای [2]
جنس یاتاقان	آلیاژ قلع [3]
دمای روان کار(K)	۳۰۵
سرعت شفت(rpm)	۱۰۰
شعاع یاتاقان (mm)	۱۰۰
شعاع محور(mm)	۹۸
انحراف در جهت محور x(mm)	۱
خروج از مرکزیت(mm)	۱
لقی(mm)	۲
نسبت خروج از مرکزیت	۰/۵

و δ_0 پارامتر عمق سایش می‌باشد و به‌صورت $\delta_0 = d_0 / c$ تعریف می‌شود، که c، لقی شعاعی یاتاقان می‌باشد. نسبت خروج از مرکزیت نیز به‌صورت $\varepsilon=e/c$ تعریف می‌گردد. نیروی عمودی خارجی w، ثابت فرض شده است.

۳-۲- هندسه‌ی یاتاقان ژورنال باوجود سایش

هندسه‌ای که برای یاتاقان ژورنال باوجود سایش، در این تحلیل در نظر گرفته‌شده، مدل معروفی است که توسط دورفین و همکاران [۶]ارائه‌شده است. ضخامت فیلم روغن، از مجموع ضخامت‌های فیلم به‌دست‌آمده است.

برای مدل سایش ساینده‌ی یاتاقان ارائه‌شده در شکل ۱، معادلات زیر ارائه‌شده است:

$$h(\theta,z) = c + e_0 \cos\theta + \delta h(\theta) \quad (۲)$$

که:

$$\delta h(\theta) = c(\delta_0 - 1 - \cos\theta) \quad (۳)$$

معادله‌ی (۲) تغییرات ضخامت فیلم درنتیجه‌ی سایش در یاتاقان را ارائه می‌دهد و برای زوایای مربوط به ناحیه‌ی سایش قابل‌استفاده می‌باشد، به‌غیراز $\delta h = 0$. در این مدل فرض شده که ناحیه‌ی سایش در جهت بار عمودی قرار دارد و توسط رابطه‌ی زیر تخمین زده می‌شود:

$$\cos\beta = \delta_0 - 1 \quad (۴)$$

که در مرجع [۶] ذکرشده است.

۳-۳- مدل اجزاء محدود یاتاقان ژورنال باوجود سایش

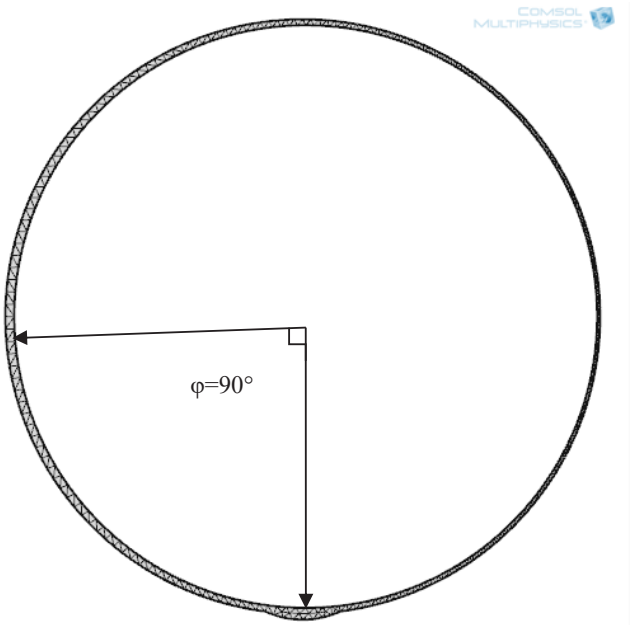
به‌منظور به دست آوردن پارامترهای موردنظر مربوط به یاتاقان، معادلات ناویر استوکس (۴) و (۵) حل‌شده است.

$$\rho \nabla . u = 0 \quad (۵)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[-pI + \mu\left(\nabla u + (\nabla u)^T\right)\right] + F \quad (۶)$$

که ρ چگالی روان کار، u سرعت سیال، P فشار سیال، μ ویسکوزیته ی سیال، l طول دیواره و F نیروی جسمی خارجی می‌باشد.

یک مدل دوبعدی از یاتاقان، با استفاده از نرم‌افزارکمسول-مولتی فیزیک ایجاد گردیده است. به علت کوچک بودن فضای لقی بین یاتاقان و محور، در مدل کردن این فاصله، کمی بزرگنمایی شده تا فعل‌وانفعالات درون روان کار قابل‌مشاهده باشد. در جدول ۲ ابعاد



شکل ۳. مش بندی مدل یاتاقان ژورنال باوجود سایش [۶]

Fig. 3. Meshing of Journal bearing model by considering abrasion

هندسی یاتاقان و مشخصات مربوط به روان کار و یاتاقان ارائه‌شده که به‌عنوان ورودی تحلیل قرارگرفته است.

تحلیل از نوع دینامیک سیالات محاسباتی است، به همین علت از المان‌های نوع دینامیک سیالات[1] و به‌صورت المان‌های مثلثی و آزاد[2]، استفاده‌شده است. تعداد المان‌ها در حالت همگرایی جواب‌ها و با انجام حساسیت مش ۲۸۸۶۹۸ بوده و بیشترین اندازه‌ی المان‌ها برابر ۰/۰۰۰۱۱ در نظر گرفته‌شده، که به ازای این تعداد المان‌ها جواب‌ها تا دو رقم اعشار به همگرایی رسیده‌اند. مدل مش بندی شده‌ی یاتاقان در حالت سایش در شکل ۳ نشان داده‌شده است، که زاویه φ، معرف موقعیت مکانی سایش در نیمه‌ی پایینی یاتاقان است.

به‌منظور مدل‌سازی یاتاقان ژورنال بدون سایش و باوجودآن در تحلیل، چندین فرض در نظر گرفته‌شده است:

- تنها مقطع عرضی یاتاقان در نظر گرفته‌شده است، به این مفهوم که، طول یاتاقان بی‌نهایت بوده و از اثرات نشتی دو انتها صرف‌نظر شده است. همچنین، تمام مکان سایش ازنظر هندسی در طول یاتاقان ثابت در نظر گرفته‌شده است.
- پیرامون شفت شرایط مرزی سیال بدون لغزش[3] در نظر گرفته‌شده است.
- سطوح یاتاقان و شفت هموار و صیقلی در نظر گرفته‌شده است.

پوسته‌ی یاتاقان به‌صورت دیوار ثابت- بدون لغزش[4] و محور به‌صورت دیوار کشویی[5] در نظر گرفته‌شده که در معادلات (۶) و (۷) به ترتیب شرایط مرزی این دو دیواره نشان داده‌شده است:

$$u = 0 \tag{۷}$$

$$u \cdot t = U_w \; u \cdot n = 0, \tag{۸}$$

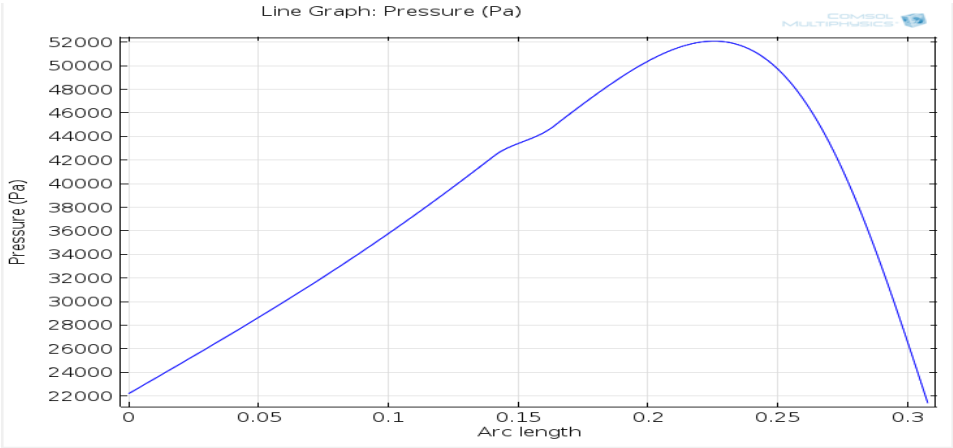
بر اساس مدل و روابط ارائه‌شده، در بخش بعدی توزیع فشار و همچنین ظرفیت تحمل بار یاتاقان در حالت با سایش و بدون آن در نیم کپه‌ی پایینی یاتاقان، که وقوع سایش در آن محتمل‌تر است، به‌منظور مشاهده‌ی اثر سایش و موقعیت مکانی آن بر سیستم ارائه‌شده است.

۴-نتایج

۴-۱- نتایج حاصل از روش اجزاء محدود

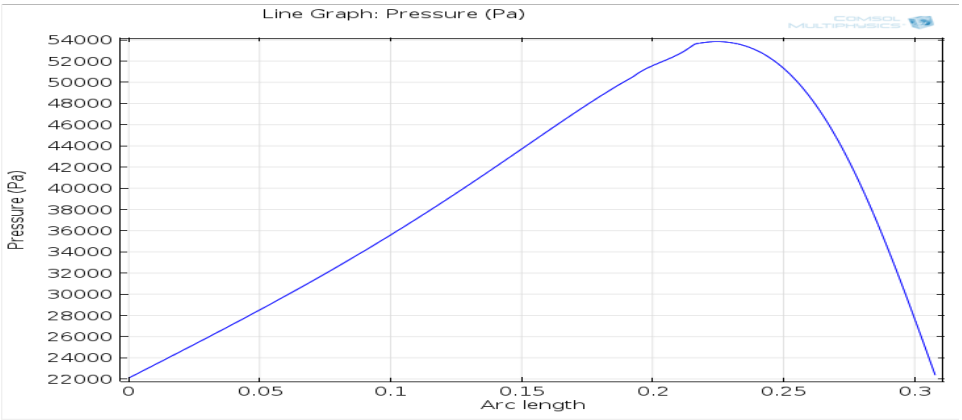
بر اساس مطالعاتی که در بر روی یاتاقان ژورنال بدون سایش انجام گردید، نیمه‌ی پایینی یاتاقان دارای فشار بالاتری است و درنتیجه قسمت عمده‌ای از نیروهای تکیه‌گاهی و وزن محور توسط این قسمت تحمل می‌شود. به همین علت، موقعیت مکانی سایش در نیم کپه‌ی

1 Fluid dynamics
2Free
3 No slip
4 Stationary wall- No-slip
5 Sliding wall



شکل ۴. فشار برحسب طول کمان با سایش در φ= ۹۰ ^{O}

Fig. 4. Pressure at various arcs length with abrasion at $\ddot{o} = 90°$



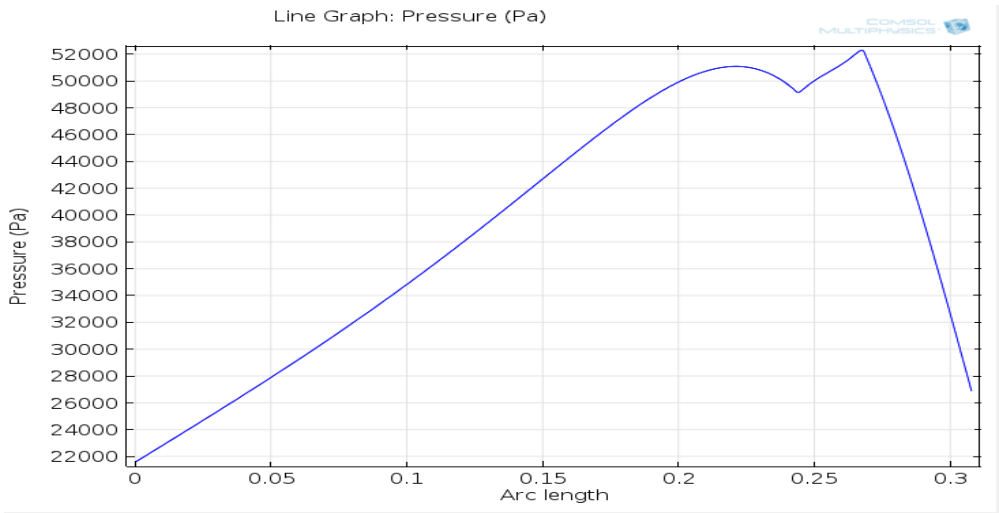
شکل ۵. فشار برحسب طول کمان با سایش در φ = ۱۲۰ ^{O}

Fig. 5. Pressure at various arcs length with abrasion at $\ddot{o} = 120°$

پایینی یاتاقان به‌منظور مطالعه‌ی اثر موقعیت مکانی سایش بر تحلیل، بین زوایای φ=۰ تا φ=۱۸۰ در نظر گرفته‌شده است. در شکل‌های ۴ تا ۶ نمودار توزیع فشار برحسب طول کمان به ترتیب، در زوایای φ برابر ۹۰، ۱۲۰ و ۱۵۰ درجه نشان داده‌شده است.

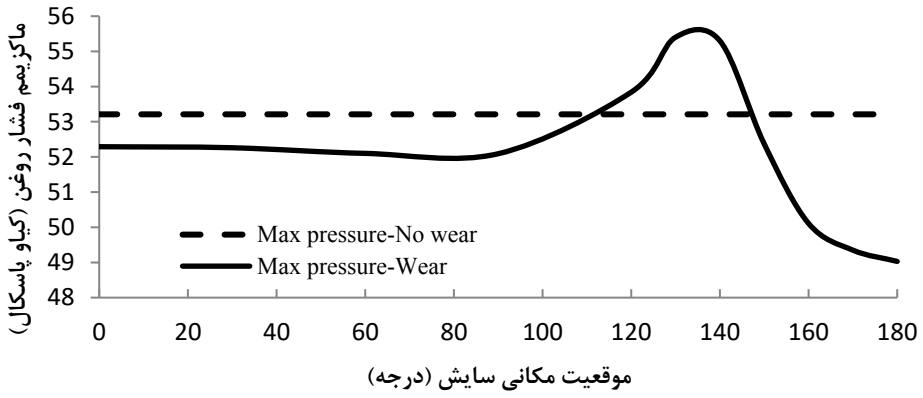
بر اساس شکل ۴، پروفیل فشار ایجادشده، در مجاورت محل سایش تنها مقدار کمی کاهش تدریجی داشته است. شیب‌خط فشار ثابت باقی‌مانده، اما مقدار اندکی در محل سایش کاهش داشته، تا دوباره به مقدار اولیه‌ی خود بازگشته است. میزان اندک افت فشار ایجادشده، موجب کاهش اندک در ماکزیمم فشار روغن و درنتیجه ظرفیت تحمل بار مربوطه گردیده است. همان‌طوری که از شکل ۵ مشهود است، افت فشار مشابه ای در محل سایش مانند سایش در زاویه‌ی ۹۰ درجه نشان داده است. شیب‌خط فشار همانند حالت قبل ثابت است اما کاهش فشار در آن کمتر از حالت قبل می‌باشد. بنابراین، تأثیر کمتری در ماکزیمم فشار روغن و درنتیجه ظرفیت تحمل بار دارد.

برخلاف حالت‌های سایش در زوایای ۹۰ و ۱۲۰ درجه، در شکل ۶ فشار یک خیز شدید در محل سایش، جایی که فشار به پیکی می‌رسد که روغن باید به شیار بین محور و یاتاقان برگردد، نشان داده‌شده است. پس از آن‌که فشار به اولین پیک رسید، سیال شروع به کاهش کرده و سپس سیال با ورود به مکان سایش منبسط‌شده است. در نصف مکان سایش، حفره شروع به کوچک شدن کرده و باعث افزایش فشار سیال تا رسیدن آن به دومین پیک، قبل از رسیدن آن به میزان



شکل ۶. فشار برحسب طول کمان با سایش در $\varphi = ۱۵۰^{o}$

Fig. 6. Pressure at various arcs length with abrasion at $\ddot{o} = 150°$



شکل ۷. فشار ماکزیمم روغن برحسب مکان سایش

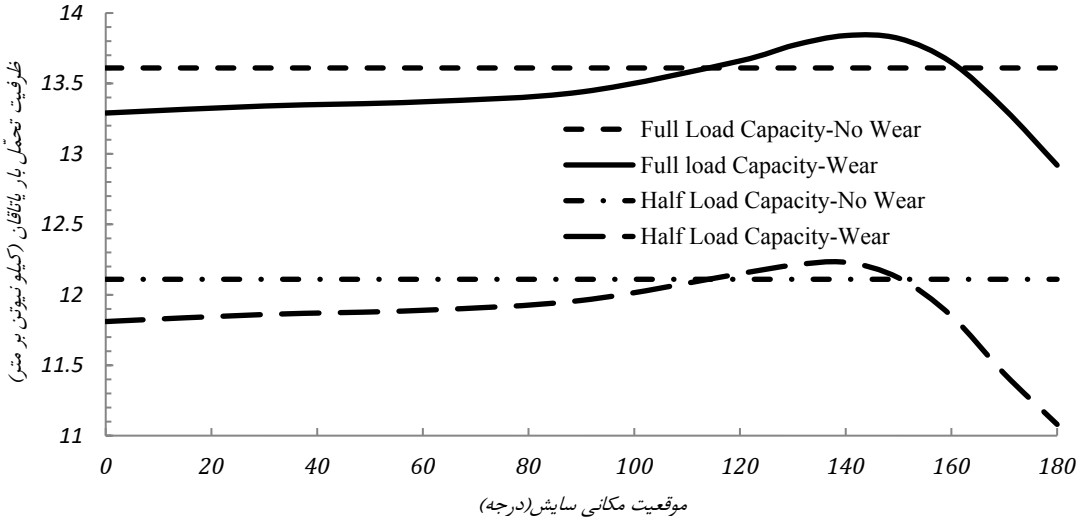
Fig. 7. Maximum oil pressure on the basis of abrasion location

یک یاتاقان بدون سایش گردیده است. بنابراین، دومین پیک محل ماکزیمم فشار روغن شده و همچنین باعث ایجاد شیفت خط فشار با شیب منفی به سمت راست گردیده است که به‌موجب آن سطح زیر نمودار یا به‌عبارتی‌دیگر ظرفیت تحمل بار افزایش‌یافته است. در شکل ۷ نمودار فشار ماکزیمم برحسب مکان سایش ارائه‌شده است.

بر اساس این شکل، ماکزیمم فشار روغن، در نقاطی که سایش اتفاق افتاده اندکی کاهش‌یافته است و سپس افزایشی تند بین $\varphi = ۸۰^{\circ}$ تا $\varphi = ۱۳۰^{\circ}$ داشته ، قبل از آن‌که تقریباً در $\varphi = ۱۴۰^{\circ}$ شروع به کاهش ناگهانی نماید. یافتن علل فیزیکی این اتفاق و اثبات آن می‌تواند موضوع پژوهش جدیدی باشد که در آینده می‌تواند انجام شود.

در شکل ۸ نمودار ظرفیت تحمل بار یاتاقان برای نیمه‌ی پایینی و کل یاتاقان نشان داده‌شده است. این شکل نشان‌دهنده‌ی آن است که بخش عمده‌ای از ظرفیت تحمل بار یاتاقان، مقداری حدود ۸۹ درصد از کل ظرفیت توسط نیمه‌ی پایینی آن تأمین‌شده است. برای تمام حالت‌های ارزیابی‌شده در این تحقیق، ظرفیت تحمل بار بر واحد طول یاتاقان (N/m)، با انتگرال‌گیری از نمودار فشار روغن حول شفت در حالت پایدار برحسب تابعی از زاویه پیرامون شفت، به‌دست‌آمده است.

بر اساس شکل ۸ سایش، ظرفیت تحمل بار را بین $\varphi = ۰^{\circ}$ تا $\varphi = ۱۱۰^{\circ}$ کاهش داده و این نمودار در سایش بین این دو زاویه به‌طور یکنواخت و پیوسته افزایش‌یافته است. همچنین، ظرفیت تحمل بار بین $\varphi = ۱۱۰^{\circ}$ تا $\varphi = ۱۵۰^{\circ}$، قبل از کاهش تند بین $\varphi = ۱۵۰^{\circ}$ و ۱۸۰°



شکل ۸. ظرفیت تحمل بار یاتاقان برحسب مکان سایش

Fig. 8. Bearing load capacity on the basis of abrasion location

جدول ۳. تغییرات فشار ماکزیمم و ظرفیت تحمل بار در یاتاقان ژورنال در دو حالت با سایش و بدون سایش

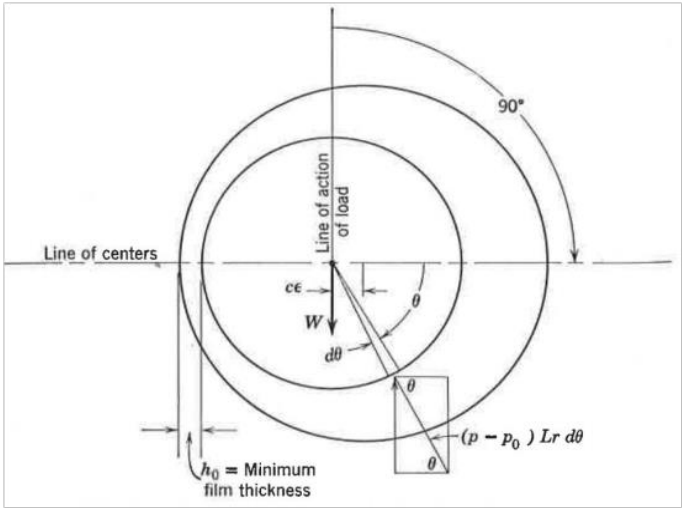
Table 3. Maximum pressure variation and load bearing capacity in journal bearing in abrasion and Non-abrasion modes

موقعیت مکانی سایش	فشار ماکزیمم٪	ظرفیت تحمل بار کل٪	ظرفیت تحمل بار کپه‌ی پایین٪
۰	-۱/۷۲	-۲/۳۵	**-۲/۴۶**
۳۰	-۱/۷۸	-۱/۹۸	**-۲/۰۶**
۶۰	-۲/۰۸	-۱/۷۶	**-۱/۸۱**
۹۰	- ۲/۱	-۱/۲۴	**-۱/۲۳**
۱۲۰	۱/۱۸	۰/۳۶	**۰/۳۳**
۱۳۰	۴/۱۱	۱/۱۷	**۰/۸۲**
۱۴۰	۳/۹۲	۱/۶۸	**۰/۹۹**
۱۵۰	-۱/۵۷	۱/۵۴	**۰/۰۸**
۱۶۰	-۵/۸۲	۰/۲۹	**-۲/۱۴**
۱۷۰	-۷/۲۵	-۲/۱۳	**-۵/۵۳**
۱۸۰	-۷/۸۵	-۵/۰۶	**-۸/۵**

φ = بالاتر از یاتاقان بدون سایش بوده است. بر اساس شکل‌های ۴ تا ۸ موقعیت مکانی سایش وابسته به موقعیت فشار ماکزیمم یاتاقان بدون سایش، عامل مهمی است که عملکرد یاتاقان را تحت تأثیر قرار داده است.

در جدول ۳ درصد افزایش یا کاهش ظرفیت تحمل بار یاتاقان در نیمه‌ی پایینی و کل یاتاقان و همچنین ماکزیمم فشار روغن در نواحی سایش یاتاقان ژورنال در مقایسه با همان یاتاقان ژورنال بدون سایش ارائه‌شده است.

بر اساس جدول ۳، درصد کمی کاهش در ظرفیت تحمل بار یاتاقان بین φ = ۰° تا ۹۰° و فشار ماکزیمم سیال (٪>۳) و بین φ = ۱۲۰° تا ۱۵۰° نیز مقدار کمی افزایش در هر دو پارامتر ظرفیت تحمل بار (٪>۲) و ماکزیمم فشار روغن (٪>۴) مشاهده‌شده



شکل ۹. موقعیت فرضی یاتاقان ژورنال کامل [۲۱]

Fig. 9. Hypothetical position of complete journal bearing

است. همچنین، هر دو پارامتر تا سایش در زاویه‌ی $\varphi = ۱۸۰^\circ$ حدی کاهش (٪۷>)نشان داده‌اند. بنابراین، بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، به جزء در تعداد محدودی از نقاط که در مجاورت مکان فشار ماکزیمم یاتاقان قرار دارند، در بقیه‌ی نقاط پیرامون یاتاقان، سایش منجر به کاهش فشار و درنتیجه از بین رفتن تعادل و پایداری سیستم و کاهش ظرفیت تحمل بار نیم کپه‌ی پایینی یاتاقان به‌خصوص برای سایش در $\varphi = ۱۸۰^\circ$ شده است

به‌منظور معتبر سازی نتایج حاصل از نرم‌افزار کامسول، آن‌ها با نتایج حاصل از حل تئوری برای یاتاقان ژورنال ساده و بدون سایش مقایسه شده‌اند. در ادامه به ذکر معادلات حاکم بر یاتاقان‌های ژورنال به‌منظور محاسبه‌ی پروفیل فشار سیال حول محور و یافتن داده‌های حاصل از حل تئوری پرداخته‌شده است.

۴-۲- نتایج حاصل از حل تئوری

در معادله‌ی (۸)، معادله رینولدز برای تغییرات فشار برحسب فاصله از یاتاقان در جهت لغزش بوده و به‌عنوان مبنایی برای محاسبه‌ی ظرفیت تحمل بار یاتاقان ارائه‌شده است:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6*\mu*V}{h^3}*\left(h-h_1\right) \qquad (۹)$$

که h ضخامت فیلم روغن، μ ویسکوزیته ی سیال، V سرعت و h_1 ضخامت فیلم روغن مربوط به فشار ماکزیمم می‌باشد [۱۲]

همچنین، معادله‌ی هریسون نیز با استفاده از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$p-p_0 = \frac{6\mu V r\varepsilon}{c^2}* \frac{\sin\theta\left(2+\varepsilon\cos\theta\right)}{\left(2+\varepsilon^2\right)\left(1+\varepsilon\cos\theta\right)^2} \qquad (۱۰)$$

که r شعاع شفت و θ موقعیت زاویه‌ای است.

به‌منظور محاسبه‌ی بار وارد به یاتاقان با توجه به شکل ۹ داریم:

$$W = Lr\int_0^{2\pi}\left(p-p_0\right)\sin\theta d\theta \qquad (۱۱)$$

با جایگذاری معادله‌ی (۹) و انتگرال‌گیری، معادله‌ی هریسون-سامرفلد[1] به‌صورت زیر برای یاتاقان ژورنال کامل به دست می‌آید:

$$\frac{\mu N}{p}\left(\frac{r}{c}\right)^2 = \frac{5\left(2+\varepsilon^2\right)\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\pi^2\varepsilon} \qquad (۱۲)$$

عبارت در سمت چپ رابطه‌ی فوق عدد سامرفیلد نام دارد که معکوس این عدد، در صنعت برای تعیین ظرفیت تحمل بار یاتاقان استفاده می‌گردد [۱۳] به‌منظور معتبرسازی روند مدل‌سازی، نتایج حاصل از نرم‌افزار کامسول برای یاتاقان ژورنال تخت و بدون سایش با نتایج حاصل از معادله‌ی (۹) مقایسه شده است. ابعاد هندسی و خواص مواد مورداستفاده در حل تحلیلی، برای حل تئوری نیز

1 Harrison-Summerfield

جدول ۴. پارامترهای مربوط به پروفیل‌های مختلف یاتاقان
Table 4. Parameters for different bearing profiles

نوع پروفیل یاتاقان	موقعیت سایش (φ)	فشار ماکزیمم روان کار (kPa)	ظرفیت تحمل بار کلی یاتاقان (kN/m)	ظرفیت تحمل بار نیمه‌ی پایینی یاتاقان (kN/m)
پروفیل بیضوی	۱۸۰	۷۷/۴۶	۲۳/۵۴	۱۵/۹۸
پروفیل گرد	۱۸۰	۴۹/۰۳	۱۲/۹۲	۱۱/۰۸

استفاده‌شده است. با جایگذاری زاویه‌ی θ =۳۰° در معادله‌ی (۹)، مقدار ۶/۴۸۱ پاسکال برای اختلاف فشار به‌دست‌آمده، که با نتایج حاصل از حل تحلیلی که مقدار۶/۵۷۶ پاسکال برای اختلاف فشار در این زاویه و فشار ماکزیمم به‌دست‌آمده، تطابق قابل قبولی دارد. این میزان اختلاف نیز ممکن است به دلایل متفاوتی نظیر فرض‌های که در حل معادلات در نظر گرفته‌شده است، باشد. زیرا در حل معادلات از جریان در جهت y صرف‌نظر شده است ولی در نرم‌افزار کامسول از معادلات ناویراستوکس استفاده‌شده و جریان در هر دو جهت x و y محاسبه‌شده است و همچنین اثرات اینرسی در نظر گرفته‌شده است. بنابراین، مدل ارائه‌شده، قابلیت تعیین توزیع فشار حول یاتاقان را دارا است [۱۴]

۵-مطالعه‌ی هندسه‌ی یاتاقان ژورنال به‌منظور کاربرد در سایش

سایش، یکی از اصلی‌ترین عیوب حادث در یاتاقان‌ها شناسایی‌شده و این امر تا حدی طبیعی است، زیرا ماده‌ی روکش داخلی این اجزاء نرم‌تر از ساختار ماده‌ی محور انتخاب می‌شود، تا به هنگام بروز آسیب، یاتاقان دچار سایش شده و به محور آسیب جدی وارد نگردد. بررسی این عیب ازآنجا اهمیت یافته است، که بر اساس نتایج حاصل از جمع‌آوری داده‌های میدانی در نیروگاه‌ها، این عیب در کشور حداقل دو برابر بیشتر از کاربرد در موارد مشابه بوده است. و این امر به علت، استفاده از مواد خام کهنه، عدم ریخته‌گری صحیح، عدم نصب و عملیات نگهداری مناسب و ... بوده است.

بااین‌حال، در این مقاله پروفیلی برای هندسه‌ی یاتاقان ارائه‌شده که نسبت به یاتاقان ژورنال با پروفیل گرد مورداستفاده در صنعت، در شرایط مشابه در بحرانی‌ترین موقعیت مکانی سایش یعنی φ =۱۸۰°، قابلیت تحمل بار بیشتری را دارا می‌باشد. در جدول ۴ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی ارائه‌شده، نشان داده‌شده است.

بنابراین یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی نسبت به پروفیل گرد دارای ظرفیت تحمل بار بیشتری بوده، و در کاربردهایی که نیاز به تحمل بار بیشتری است، بهتر است از این نوع یاتاقان استفاده گردد.

۶-نتیجه‌گیری

در ماشین‌آلات دوار، سیستم‌های روتور- یاتاقان سازه‌های بسیار پیچیده‌ای هستند که عیوب ایجادشده در یاتاقان می‌تواند آسیب‌های جبران‌ناپذیری به سیستم وارد کند. در این مقاله، با استفاده از روش تحقیق میدانی و اجرای فرایند تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست به بررسی عیوب حادث در یاتاقان‌ها پرداخته‌شده است. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده اصلی‌ترین عیب، سایش شناسایی‌شده است. سپس، با استفاده از روش تحقیق تحلیلی، به بررسی اثر سایش بر سیستم پرداخته‌شده است. این روش، مبتنی بر مقایسه‌ی مقادیر به‌دست‌آمده برای مشخصه‌های یاتاقان ژورنال نظیر فشار ماکزیمم روان کار و ظرفیت تحمل بار برحسب موقعیت مکانی سایش و در یک عمق سایش ثابت بوده است، تا بحرانی‌ترین موقعیت سایش برای یاتاقان ژورنال شناسایی گردد. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، سایش تأثیر به سزایی در

کاهش ظرفیت تحمل بار داشته و بیشترین کاهش در ظرفیت تحمل بار و فشار ماکزیمم روان کار برای سایش در φ =۱۸۰° بوده است. همچنین، نشان داده شد که می‌توان با استفاده از یک یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی برای شرایط مشابه پارامترهای مربوط به یاتاقان و شرایط مربوط به عملکرد، ظرفیت تحمل بار بیشتری به دست آورد. علاوه بر این، با اجرای اقدامات مربوط به نگهداری و تعمیرات نیز نظیر کنترل فیلترها و یا افزایش تعداد آن‌ها به‌منظور جلوگیری از ورود ذرات آلوده به سیستم، تهیه‌ی چک‌لیست کنترلی پس از هر بازبینی و ... می‌توان تا حد زیادی از بروز آسیب‌های غیرمنتظره به سیستم و رسیدن به مرحله‌ی فاجعه انگیز جلوگیری نمود.

مراجع

[1] F. Badía, M. Berrade, Optimum maintenance of a system under two types of failure, Int. J. Mater. Struct. Reliab, 1)4) (2006) 37-27.

[2] M. Woodard, M. Wolka, Bearing Maintenance Practices to Ensure Maximum Life, in: Proceedings of the 27th International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 2011.

[3] W. Gilchrist, Modelling failure modes and effects analysis, International Journal of Quality & Reliability Management, (1993).

[4] J. Puente, R. Pino, P. Priore, D. de la Fuente, A decision support system for applying failure mode and effects analysis, International Journal of Quality & Reliability Management, (2002).

[5] H. Arabian-Hoseynabadi, H. Oraee, P. Tavner, Failure modes and effects analysis (FMEA) for wind turbines, International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 7)32) (2010) 824-817.

[6] K. Dufrane, J. Kannel, T. McCloskey, Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds, (1983)..

[7] S. Pickering, Tribology of Journal Bearings Subjected to Boundary and Mixed Lubrication, Mechanics of Contact and Lubrication, Northeastern University, (2011).

[8] S. Baskar, G. Sriram, Tribological Behavior of Journal Bearing Material under Different Lubricants, Tribology in Industry, 2)36) (2014).

[9] A. Aghdam, M. Khonsari, Prediction of wear in grease-lubricated oscillatory journal bearings via energy-based approach, Wear, 2-1)318) (2014) 201-188.

[10] Muzakkir, S. M., K. P. Lijesh, and Harish Hirani."Failure mode and effect analysis of journal bearing. Int. J. Appl. Eng. Res10.16 (2015): 37759-37752.

[11] K.-S. Chin, Y.-M. Wang, G.K.K. Poon, J.-B. Yang, Failure mode and effects analysis by data envelopment analysis, Decision Support Systems, 1)48) (2009) 256-246.

[12] R.R. Slaymaker, Bearing Lubrication Analysis, Wiley, 1955.

[13] M. Mokhtar, R. Howarth, P. Davies, Wear characteristics of plain hydrodynamic journal bearings during repeated starting and stopping, ASLE TRANSACTIONS, 3)20) (1977) 194-191.

[14] K.-S. Chin, Y.-M. Wang, G.K.K. Poon, J.-B. Yang, Failure mode and effects analysis by data envelopment analysis, Decision Support Systems, 1)48) (2009) 256-246.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Riahi, N. Jafarian Kafshgari, Fault Detection of journal bearings and Simulation of Major Occurred Fault using Failure Mode and Effect Analysis Method to Evaluate its Effects, Amirkabir J. Mech Eng., 53(8) (2021) 4581-4594.

DOI: 10.22060/mej.2020.16399.6355