



بررسی تجربی و تئوری یاتاقان کفشک لولایی جهت کاربرد در موتورهای توربینی دور بالای هوایی

اصغر مهدیان^۱، بهروز شهرياری^{۲*}، محمد رضا شیخی^۳، مجتبی اسماعیلیان^۴

۱- استادیار، مهندسی مکانیک طراحی کاربردی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

۲- استادیار، مهندسی هوا فضا-سازه‌های هوایی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

۳- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک طراحی کاربردی، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

۴- دکتری، مهندسی مکانیک ساخت و تولید، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

* اصفهان، صندوق پستی ۸۳۱۴۵-۱۱۵، shahriari@mut-es.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۷ تیر ۱۴۰۱

داوری اولیه: ۱۴ تیر ۱۴۰۱

پذیرش: ۲۸ شهریور ۱۴۰۱

کلیدواژگان:

موتورهای توربینی هوایی

روتور دور بالا

یاتاقان کفشک لولایی (TPJB)

تحلیل تجربی و تئوری

دستگاه آزمایش یاتاقان

موتورهای توربینی دور بالای هوایی باید قابلیت عملکرد مطمئن و کار در رژیم‌های پروازی مختلف را داشته باشند. انتخاب نوع یاتاقان و طراحی آن جهت اطمینان از عملکرد بخش دوار این موتورها در تمام شرایط کاری از اهمیت خاص برخوردار است. یاتاقان‌های فیلم سیال و غلتشی معمولی قادر به تنظیم رفتار دینامیکی خود در پاسخ به تغییرات شرایط کاری سامانه نیستند. اما یاتاقان‌های کفشک لولایی می‌توانند با جبران نامیزانی، تطبیق با تغییرات سرعت و میرایی فعال، ارتعاشات محور را حذف نمایند و پایداری عملکرد و کاهش ناپایداری فیلم روغن را سبب شوند. در طراحی این نوع یاتاقان‌ها روش بارگذاری، پیش بار، نسبت طول به قطر، نیروی عمودی و گشتاور راه انداز، سختی و میرایی معادل و افزایش دمای روغن دارای اهمیت هستند. در این تحقیق یک نمونه یاتاقان برای یک محور با قطر مشخص طراحی و با لحاظ الزامات ساخته و تست گردید. جهت ارزیابی، آزمایش در سرعت‌های مختلف انجام و نتایج حاصل از آزمایش‌ها بیان می‌گردند. نتایج نشان می‌دهند که ضمن حرکت آرام و بدون لرزش محور تا دور ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه روان کاری در محدوده هیدرودینامیکی است. با پارامترهای اولیه شامل سامرفیلد ۱۳/۶، دمای ۲۳/۵ درجه سانتی‌گراد، دور ۳۵۷۰ دور بر دقیقه و لزجت ۰/۰۳۴ پاسکال-ثانیه، با گذشت زمان و افزایش تدریجی دما تا نسبت ۱/۴، ضمن کاهش نسبت لزجت تا ۰/۶۲ و کاهش عدد مشخصه یاتاقان تا ۰/۶۷، عدد سامرفیلد نیز کاهش می‌یابند. نمودارهای استخراج شده نشان از طراحی صحیح یاتاقان مورد نظر دارند.

Experimental and theoretical investigation of a tilting pad journal bearing for application in high-speed turbine aero engines

Asghar Mahdian¹, Behrooz Shahriari^{1*}, Mohammadreza Sheykhi², Mojtaba Esmailian¹

1- Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology, Isfahan, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran.

* P.O.B. 84145-115, Isfahan, Iran, shahriari@mut-es.ac.ir

Article Information

Original Research Paper

Received: 28 June 2022

First Decision: 5 July 2022

Accepted: 19 September 2022

Keywords:

Turbine Aero Engines

High Speed Rotor

Tilting Pad Journal Bearing (TPJB)

Experimental and Theoretical Analysis

Bearing Test Equipment

Abstract

High-speed turbine aero engines should be able to perform reliably and work in different flight regimes. Choosing the type of bearing and its design to ensure the performance of the rotating part of these engines in all working conditions is of particular importance. Conventional rolling and fluid film bearings are not able to adjust their dynamic behavior in response to changes in the working conditions of the system. Tilting pad journal bearing (TPJB) can eliminate axial vibrations by compensating for misalignment, adapting to speed changes and active damping, and cause stability of operation and reduction of oil film instability. In the design of this type of bearings, the loading method, preload, length-to-diameter ratio, vertical force and starting torque, hardness and equivalent damping, and increase in oil temperature are important. In this research, a bearing sample for a shaft with a specific diameter was designed and manufactured and tested according to the requirements. In order to evaluate, tests are performed at different speeds and the results of the tests are expressed. The results show that while the Shaft moves smoothly and without vibration up to 13000 rpm, the lubrication is in the hydrodynamic range. With the initial parameters including Sommerfeld 13.6, temperature 23.5°C, 3570 rpm and viscosity 0.034 Pa.s, with the increase in temperature to a ratio of 1.4, while reducing the viscosity ratio to 0.62 and reducing the number bearing characteristics to 0.67, Sommerfeld number is also reduced. The extracted diagrams show the correct design of the intended bearing.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

A. Mahdian, B. Shahriari, M. Sheykhi, M. Esmailian, Experimental and theoretical investigation of a tilting pad journal bearing for application in high-speed turbine aero engines, Iranian Journal of Manufacturing Engineering, Vol. 9, No. 5, pp. 23- 32, 2022 (in Persian). <https://www.doi.org/10.22034/IJME.2022.160056>

۱- مقدمه

عضوهای چرخان که تحت عنوان روتور شناخته می‌شوند در توربوماشین‌ها و ماشین‌های حرارتی و هیدرولیکی مولد قدرت یا مصرف کننده قدرت (توربین‌ها، توربوپمپ‌ها، توربوشارژرها، پمپ‌های سانتریفیوژ، کمپرسورهای سانتریفیوژ، فن‌ها، پمپ‌های مولکولی، سانتریفیوژها و غیره)، توربوژنراتورها، توربولترناتورها، دینام‌های دوار، شمار زیادی از ماشین‌های الکتریکی سنکرون و آسنکرون؛ انواع مشخصی از وسایل پرنده (هلی‌کوپترها، اتوجایروها یا جایروپلن‌ها؛ واحدهای پیشرانش در هواپیماهای توربوپراپ، توربوفن، توربوجت و توربوشفت و کشتی‌های روتوری و نفت‌کش‌های با محرک توربینی؛ محرک وسایل زمینی گوناگون که نقش عمده در ذخیره انرژی دارند (چرخ لنگرها یا چرخ طیارها) و ژنراتورهای بادی؛ تعداد زیادی از ماشین‌ابزارها (اسپیندل‌ها و فلائیویل‌ها)؛ همچنین برخی دیگر از ماشین‌های مصرف کننده قدرت نظیر توربو اکسترکتورها و توربو اکسپنדרها استفاده می‌شوند [۱]. از آنجا که این روتورها نیازمند یاتاقان هستند و همواره افزایش سرعت از الزامات این یاتاقان‌ها می‌باشد، طراحی یاتاقان‌های پیشرفته و بهبود یافته امری ضروری است.

یاتاقان‌های لغزشی ژورنال را می‌توان به دو دسته یاتاقان‌های با هندسه‌ی ثابت و یاتاقان‌های هندسه‌ی متغیر یا یاتاقان‌های کفشک لولایی تقسیم‌بندی کرد که این هندسه آنها به صورت فعال و غیر فعال قابل کنترل می‌باشد [۲]. یاتاقان‌های کفشک لولایی در ماشین‌های دوار نظیر توربین‌های گاز و بخار، توربوکمپرسورها، ژنراتورها و پمپ‌ها استفاده می‌شوند. به واسطه استفاده از یاتاقان‌ها کفشک لولایی در محورهای با دور بالا در شرایط بارگذاری سخت مکانیکی و حرارتی و پرهزینه بودن تعمیر و نگهداری آن‌ها در کشور، انجام کار علمی و تجربی در این حوزه کاملاً لازم به نظر می‌رسد. یاتاقان‌های کفشک لولایی، دوران پایدار محور را با خنثی کردن عوامل ناپایدار کننده خارجی ممکن می‌سازند. از جمله ویژگی‌های یاتاقان‌های مذکور محدوده عمر بالا، خصوصیت میرا کننده خوب و ارتعاشات کم است. کار کردن در سرعت‌های خطی به بزرگی ۱۰۰ متر بر ثانیه از دیگر امتیازات این نوع یاتاقان محسوب می‌شود. در نمونه ساخته شده به قطر محور ۱۰۰ میلی‌متر، در سرعت دورانی ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه این سرعت خطی به ۶۸ متر بر ثانیه رسید. جبران برخی خطاهای ساخت ویژگی بارز یاتاقان‌های کفشک لولایی است [۳].

مود اول ناپایداری در یاتاقان‌ها به اثرات متقابل سیال و جامد

مربوط بوده و از جمله عیوب یاتاقان‌های ثابت محسوب می‌شود. در واقع سرعت نسبی محور و یاتاقان و نیز لنگ‌زنی محور سبب می‌گردد که در دورهای بالاتر از دور بحرانی، زمان لازم جهت توزیع روغن با فشار مناسب در یاتاقان فراهم نگردد. در این حالت محور با فرکانسی متفاوت حول راستای مرکزی دوران می‌کند. این فرکانس حدود نصف سرعت کاری است. می‌توان نشان داد که فرکانس واقعی کمی کمتر از نصف سرعت کاری است، هرچند این مقدار بسته به نوع یاتاقان و شرایط عدم هم مرکزی استاتیکی ناشی از بار شعاعی محور تغییر می‌کند. وقتی ناپایداری اتفاق می‌افتد محور با دامنه کوچک بدون تغییر شکل مانند یک جسم صلب می‌چرخد؛ وقتی سرعت دوران افزایش می‌یابد یک ارتعاش خود تحریک شدید شروع به ظاهر شدن می‌نماید که به آن شلاق روغن گفته می‌شود. فرکانس شلاق روغن تقریباً برابر فرکانس طبیعی سامانه است که در آن محور خم شده و با دامنه بزرگ شروع به چرخش می‌نماید [۴]. اکبرزاده یک برنامه عددی سه‌بعدی ترمو-هیدرودینامیکی، جهت شبیه‌سازی شرایط دائمی یاتاقان‌های ژورنال کفشک لولایی بدون محدودیت در ابعاد بویژه طول آنها تدوین نمود [۵]. کوندیلوگپیون و همکارش تحلیل ارتعاشات غیر خطی یک روتور انعطاف‌پذیر قرار گرفته روی یاتاقان کفشک لولایی را با نوع نصب شده روی یاتاقان با پروفیل ثابت به صوت تجربی مقایسه کردند [۶]. هاگمن و سچوارز تحلیل نظری و تجربی یاتاقان‌های کفشک لولایی دارای شیار لبه که به صورت مستقیم روغن کاری می‌شوند را مورد بررسی قرار دادند [۷]. رودون و همکاران ویژگی‌های دینامیکی روتورهای عمودی با یاتاقان‌های کفشک لولایی شامل هشت کفشک را مطالعه کردند [۸]. یک روش مناسب جهت جلوگیری از شلاق روغن استفاده از یاتاقان با سطح مقطع خاص است. شکل‌های ۱- الف، ب و ج به ترتیب یک یاتاقان دو گوشه، یک یاتاقان سه گوشه و یک یاتاقان با کفشک‌های لولایی متحرک را نشان می‌دهند. به دلیل عملکرد مناسب یاتاقان‌های کفشک لولایی در دور بالا و بار کم تاکنون تحقیقات نظری و تجربی زیادی در مورد آن‌ها صورت گرفته است. نیکولاس به استخراج روابط طراحی و کمیت‌های مهم روان کاری و بررسی پایداری، تحت شرایط هیدرودینامیکی پرداخت [۹]. بیزار و همکاران یک رهیافت سه بعدی روغنکاری یاتاقان کفشک لولایی را به صورت نظری و تجربی مورد مطالعه قرار دادند [۱۰]. دموچووسکی به روش نظری و تجربی خواص دینامیکی یاتاقان‌های کفشک لولایی را بررسی کرده و ارتعاشات محور و حرکت کفشک‌ها تحت تأثیر جریان سیال اطراف محور

را مطالعه کرد [۱۱]. خصوصیات دینامیکی مجموعه سیال-کفشک که باعث ایجاد سختی در راستاهای مختلف می‌گردد عموماً با انجام آزمایش به دست می‌آیند.

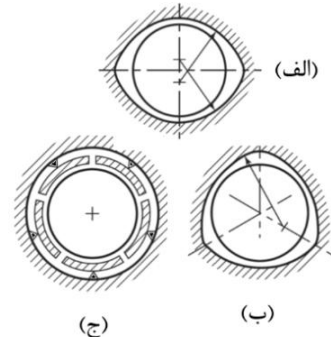


Fig. 1 Non-circular bearings: (a) Double angular bearing; (b) Triangular bearing; (c) Tilting pad journal bearing

شکل ۱ یاتاقان‌های غیر دایره‌ای: (الف) یاتاقان دو گوشه؛ (ب) یاتاقان سه گوشه؛ (ج) یاتاقان با کفشک‌های لولایی [۱۰]

تغذیه و تخلیه روغن نیز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در یاتاقان‌های کفشک لولایی موقع حرکت دینامیکی مرکز محور، کفشک‌ها شروع به نوسان کرده و خود را با بردار باری که از مفصل (لولا) عبور می‌کند هماهنگ می‌کنند و این به معنی حذف نیروهای کوپل جانبی است. این مقاله با انجام آزمایشات به توصیف این نکات که در کارهای پیشین کمتر به آنها اشاره شده می‌پردازد. موتورهای توربینی هوایی بسته به پاکت پروازی سامانه هوایی در رژیم‌های مختلفی کار می‌کنند و لازم است عملکرد مطلوب در تمام شرایط کاری، بارگذاری مکانیکی و حرارتی داشته باشند. از آنجا که مشکل اصلی در یاتاقان هوایی، بدون بار شدن کفشک‌ها و افزایش دما می‌باشد، امکان لحاظ انواع بارگذاری، بی‌باری و دما در آزمایش‌های در این تحقیق فراهم شده است. بر این اساس دستگاه آزمایش به گونه‌ای طراحی شده که می‌توان یاتاقان را هم در بین دو کفشک و هم روی یک کفشک بارگذاری کرده و اثرات بی‌باری و دما را مطالعه نمود.

۲- یاتاقان کفشک لولایی، روش و پارامترهای مورد مطالعه در تحقیق

یاتاقان کفشک لولایی شامل چندین کفشک می‌باشد که روی بدنه یاتاقان به گونه‌ای نصب می‌شوند که مانند لولا عمل می‌کند. زاویه نوسان کفشک، برای یاتاقان‌های کفشک لولایی در شکل ۲ نشان داده شده است. طی عملکرد یاتاقان، کفشک در جهت ایجاد یک گوه هم‌گرای روغن تغییر وضعیت می‌دهد. طبق تجربه بیشینه دمای فیلم و فشار هیدرودینامیکی بعد از لولا اتفاق می‌افتد.

برای یاتاقان‌های کفشک لولایی دو نوع بارگذاری تعریف می‌شود: بارگذاری روی لولا (روی کفشک)، مطابق شکل ۲ و بارگذاری بین دو لولا (بین دو کفشک)، مطابق شکل ۳ بارگذاری بین لولا ضرایب سختی و میرایی متقارن‌تری را تامین می‌کند. برای بارگذاری روی لولا هنگامی که عدد سامرفیلد کاهش می‌یابد مقادیر ضرایب سختی و میرایی به بی‌تقارنی آشکاری می‌رسند، اما در بارگذاری بین لولا این مقادیر به یکدیگر نزدیک‌تر هستند. برای مقایسه عملکرد این دو حالت در هنگام تست، با یک تغییر جزئی در چیدمانی قابلیت تغییر به هر کدام از دو حالت فوق وجود دارد.

اگر لولا کاملاً در مرکز کفشک قرار گیرد نسبت مکان لولا برابر با ۰/۵ است. در یاتاقان‌های ژورنال کف‌گرد نسبت مکان لولا عموماً غیر از این مقدار در نظر گرفته می‌شود. افزایش نسبت

یانگ و همکارش با ایجاد مدل دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی از یاتاقان کفشک لولایی به پاسخ استاتیکی آن پرداختند [۱۲]. بتی و همکاران در یک مقاله مروری اثرات توربولانس را روی یاتاقان‌های کفشک لولایی بررسی کردند و به اهمیت آن در طراحی این یاتاقان‌ها اشاره کردند [۱۳]. باچورن و همکاران اثر خنک‌کاری فعال در لبه یاتاقان کفش لولایی را روی رفتار حرارتی آن بررسی کردند [۱۴]. استوتروپ و همکاران یک یاتاقان کفشک لولایی بزرگ را مورد آزمایش قرار دادند. آنها دو پیکربندی مختلف یاتاقان یکی با روانکاری غرقابی و دیگر بدون غرقاب را مورد مقایسه قرار دادند [۱۵].

در این تحقیق جهت استفاده از یاتاقان کفشک لولایی در روتور موتورهای توربینی هوایی، ضمن تشریح اصول مربوط به طراحی یاتاقان‌های مذکور، نتایج و نکات حاصل از آزمایش‌ها و تجربیات طراحی ارائه می‌شود. با استفاده از روابط حاکم بر عملکرد این نوع یاتاقان‌ها، کلیه محاسبات طراحی یک نمونه یاتاقان انجام و نمونه یاتاقان ساخته و آزمایش شده است. دستگاه آزمایش نیز با الگوبرداری از دستگاه‌های آزمایش ساخته شده در دیگر مراکز تحقیقاتی دنیا طراحی و راه‌اندازی گردیده است. برای طراحی این نوع یاتاقان کمیت‌هایی مانند نسبت مکان لولا، پیش بار، نسبت طول به قطر، نشست استاتیکی محور در کفشک، نیروی عمودی و گشتاور راه انداز، دیفرانسیل قطر و دیفرانسیل رشد حرارتی، افزایش دمای روغن، از پارامترهای مهم محسوب می‌شوند. علاوه بر موارد فوق طراحی محفظه، طراحی کفشک، آب‌بندهای کناری، اندازه و قطر لولا و نشیمنگاه، قطر راهگاه‌های

پیش‌بار، مقدار همگرایی و واگرایی است که در فیلم روغن به واسطه هندسه کفشک به‌وجود می‌آید. در پیش‌بار مثبت در حالت قرارگیری متقارن کفشک و محور در هر دو جهت چرخش گوه سیال روانکار وجود خواهد داشت. ضمن این‌که حداقل ضخامت فیلم روغن طی عملکرد نیز افزایش خواهد یافت. با توجه به شکل ۴، در مورد پیش‌بار می‌توان نکات زیر را بیان نمود.

اگر لقی کفشک و محور در همه جا با هم برابر باشند، فاصله شعاعی کفشک با محور در همه جا ثابت و برابر با لقی یاتاقان است. در این حالت کفشک پیش‌باری برابر صفر دارد. به عبارتی اگر مراکز ژورنال و یاتاقان بر هم منطبق باشند لقی شعاعی محور و کفشک در هر نقطه‌ای در امتداد کفشک ثابت و برابر با C_b می‌باشد (لقی شعاعی یاتاقان در محل لولا). در حالتی‌که پیش‌بار مثبت وجود داشته باشد لقی کفشک در لبه‌ها C_p بزرگ‌تر از لقی در محل لولا C_b می‌باشد. در این حالت تعریف پیش‌بار مطابق رابطه (۱) است:

$$m = 1 - \frac{C_b}{C_p} \quad (1)$$

R_p شعاع کفشک و R_b مطابق رابطه (۲) برابر با شعاع محور به علاوه لقی شعاعی یاتاقان در محل لولا می‌باشد.

$$R_b = R + C_b \quad (2)$$

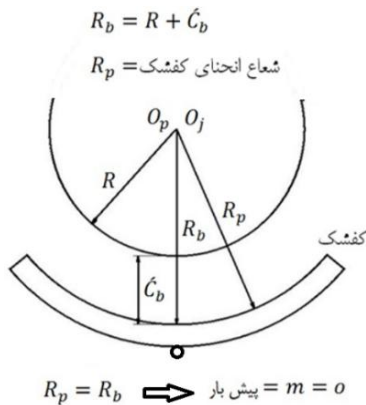


Fig. 4 Description of zero preload mode

شکل ۴ توصیف حالت پیش‌بار صفر [۶]

با توجه به ثابت بودن لقی شعاعی یاتاقان در محل لولا C_b در صورتی‌که R_p برابر با R_b باشد، پیش‌بار صفر خواهد شد. دامنه مقادیر پیش‌بار از ۰/۲ تا ۰/۶ توصیه می‌شود. اگر کفشک پیش‌بار داشته باشد در صورت بدون بار شدن یاتاقان، گوه اولیه در فیلم روغن بین محور و کفشک، باعث عدم سایش گوشه انتهایی آن خواهد شد. لذا با هدف افزایش تحمل بار در دو جهت چرخش در یاتاقان ساخته شده از پیش‌بار مثبت استفاده شده

مکان لولا^۱، افزایش ظرفیت بار و ضخامت فیلم روغن و در نتیجه کاهش دمای عملکرد یاتاقان را به دنبال دارد. مطابق شکل ۲ نسبت مکان لولا در جهت چرخش محور محاسبه می‌شود. با افزایش نسبت مکان لولا و در نتیجه افزایش حداقل ضخامت فیلم روغن ظرفیت تحمل بار افزایش می‌یابد. چرا که گشتاور فشار فیلم روغن، کفشک را در گوشه ابتدایی از محور دور کرده و در گوشه انتهایی به محور نزدیک می‌کند. افزایش نسبت مکان لولا باعث افزایش فاصله بین کفشک و محور در گوشه انتهایی کفشک می‌شود. لذا مقدار معمول نسبت α مکان لولا از ۰/۵۵ تا ۰/۶ می‌باشد. اگر نسبت مکان لولا برابر با ۰/۵ باشد کفشک در هر دو جهت چرخش، توانایی یکسانی خواهد داشت. در نمونه یاتاقان ساخته شده به دلیل امکان چرخش محور در هر دو جهت، نسبت مکان لولا برابر با ۰/۵ در نظر گرفته شد.

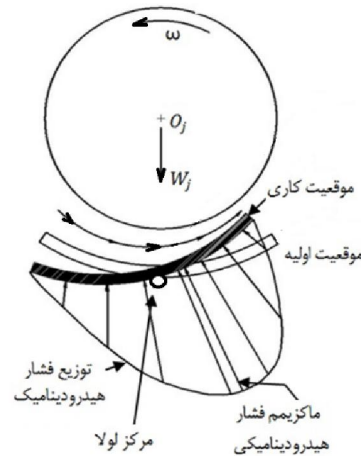


Fig. 2 Tilting oscillation angle and pressure profile (loading on the hinge)

شکل ۲ زاویه نوسان کفشک و پروفیل فشار (بارگذاری روی لولا) [۶]

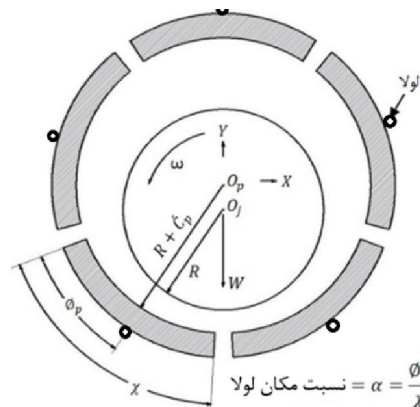


Fig. 3 Loading between two hinges and defining the hinge location ratio

شکل ۳ بارگذاری بین دو لولا و تعریف نسبت مکان لولا [۳]

¹ Pivot offset

کفشک‌های نوسان کننده در جایی که ضخامت فیلم روغن بین محور و کفشک همگرایی قابل توجهی ندارد، بدون بار می‌شوند. اگر فیلم روغن موجود بین محور و کفشک همگرایی خود را از دست بدهد، کفشک‌ها بدون بار شده، شروع به لرزش می‌کنند. بدون بار شدن کفشک هنگامی که ضخامت فیلم در محل لولا برابر یا بزرگتر از لقی شعاعی کفشک می‌شود به وجود می‌آید. بنابراین برای کفشک‌های بدون بار معادله (۶) صادق است.

$$h_p \geq C_p \rightarrow \bar{h}_p \geq 1 \quad (۶)$$

با استفاده از معادلات (۴) و (۵) و حل معادله (۶) برای m معادله (۷) نتیجه می‌شود.

$$m = \frac{\varepsilon \sin \varphi}{1 + \varepsilon \sin \varphi} \quad (۷)$$

همچنین برای $\bar{h}_p = 1$ و پیش بار داده شده، میزان خارج از مرکزی برای بدون بار شدن یاتاقان به صورت معادله (۸) محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{m}{(1 - m) \sin \varphi} \quad (۸)$$

پارامتر بسیار مهم در طراحی یاتاقان، نسبت طول محوری کفشک به قطر ژورنال است. با افزایش $L_D = \frac{L}{D}$ میرایی یاتاقان افزایش می‌یابد، اما سختی کاهش می‌یابد. در مورد افزایش L_D معمولاً افزایش طول کفشک در مقایسه با کاهش قطر محور عملی‌تر است. به همین دلیل کفشک‌های با طول بزرگتر در بین طراحان یاتاقان بیش‌تر مورد توجه است. با افزایش طول کفشک در جهت محور باید دقت شود که آب‌بندهای انتهایی به طور صحیح طراحی و انتخاب شوند تا از نشت روغن و مشکلات بعدی جلوگیری شود. استاندارد قدیمی L_D برای کفشک برابر ۰/۵ می‌باشد که امروزه L_D برابر ۰/۷۵ و در موارد بسیاری با مقدار ۱ جایگزین شده است. با افزایش طول کفشک لازم است از لولاهای خود میزان کروی در زیر کفشک‌ها استفاده نمود. با توجه به این نکات برای یاتاقان طراحی شده مقدار L_D برابر ۰/۷ در نظر گرفته شده است.

افزایش دمای یاتاقان ΔT ، اختلاف دمای ورودی و خروجی است. با افزایش دبی روغن (Q)، تغییر دما کاهش و با افزایش دما و دبی، تلفات قدرت افزایش می‌یابد. یک طراحی مناسب، تأمین دبی کافی برای خنک نگه داشتن روغن، زیر دمای تحمل فلز بابت را میسر می‌نماید. روغن اضافی اگر چه دمای بیشینه را کاهش می‌دهد اما سبب افزایش تلفات قدرت می‌شود. معمولاً یاتاقان‌ها براساس نزدیکی به بیش‌ترین دما طراحی می‌شوند یعنی برای اینکه یاتاقان در دمای کمتر از بیشینه دما عمل کند مقدار ناچیز افزایش دبی در حد کم لازم است. با افزایش بار و یا

است. در یاتاقان ساخته شده مقدار پیش بار برابر ۰/۳۳ در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل ۵ نسبت خارج از مرکزی یاتاقان مطابق با معادله (۳) می‌باشد.

$$\varepsilon = \frac{e}{c_b} \quad (۳)$$

به عنوان مثال مطابق با معادله (۳) برای نسبت مکان لولا α برابر با ۰/۵ میزان خارج از مرکزی (ε) برابر با ۰/۴۵ است در حالی که برای α برابر با ۰/۵۵ خارج از مرکزی (ε) برابر با ۰/۳ خواهد شد. هر چه خارج از مرکزی کمتر باشد ضخامت فیلم حداقل بزرگتر می‌شود و در نتیجه ظرفیت تحمل بار افزایش می‌یابد. بنابراین با افزایش انتقال جانبی لولا نسبت خارج از مرکزی (ε) کمتر شده و در نتیجه، ظرفیت تحمل بار افزایش می‌یابد.

در یک پیش بار و خارج از مرکزی داده شده برای تشخیص وضعیت کفشک، باید ضخامت فیلم روغن یاتاقان در محل لولای کفشک محاسبه شود. در شکل‌های ۵ و ۶ ضخامت فیلم لولا (معادله ۴) برای یک کفشک و برای یاتاقان نصب شده با ۵ کفشک (معادله ۵) نشان داده شده است.

$$\bar{h}_p = \frac{h_p}{c_p} \quad (۴)$$

$$\bar{h}_p = (1 - m)(1 + \varepsilon \sin \varphi) \quad (۵)$$

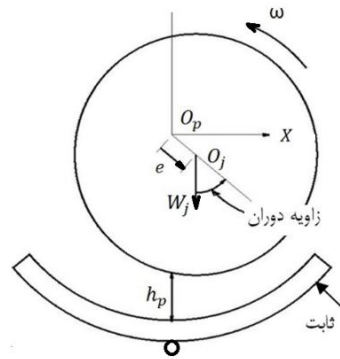


Fig. 5 The thickness of the hinge film for a pad

شکل ۵ ضخامت فیلم لولا برای یک کفشک [۴]

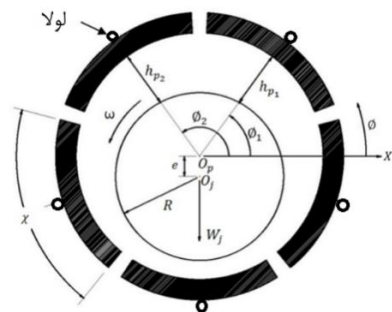


Fig. 6 Hinge film thickness (h_p) in bearings with 5 pads

شکل ۶ ضخامت فیلم لولا (h_p) در یاتاقان با ۵ کفشک [۴]



Fig. 8 The test device was built to evaluate the functional characteristics of the bearing

شکل ۸ دستگاه تست جهت ارزیابی مشخصات عملکردی یاتاقان ساخته شده

جدول ۱ مشخصات یاتاقان و دستگاه آزمایش ساخته شده

Table 1 Bearing specification and test device

نوع یاتاقان مورد آزمایش	ژورنال کفشک لولایی با ۵ کفشک
ضخامت بابیت	۳ میلی متر
قطر محور	۹۹/۸۴۰ تا ۹۹/۸۶۲ میلی متر
لقی یاتاقان در محل لولا	۰/۱۳۸ تا ۰/۲۱۱ میلی متر
آببندهای کناری	لابیرنتی از جنس آلومینیوم
قطر نشیمنگاه کفشکها	۱۳۵ میلی متر
پیش بار	۰/۳۳ (بدون واحد)
حداقل ضخامت لایه روغن	۰/۰۲۵ میلی متر
نوع سامانه انتقال قدرت	تسمه و پولی (سه شیاره)
نوع تسمه	تسمه های V شکل دندانه دار
نوع موتور	الکتروموتور ۱۱KW و ۳۰۰۰ RPM
سامانه تغییر دور	اینورتر ۱۱KW مدل LG
موتور پمپ روغن	الکتروموتور ۳ hp و ۱۴۴۰ RPM
نوع پمپ روغن	جابه جایی مثبت (چرخنده ای)
قطر یاتاقان مورد آزمایش	۱۰۰mm
نوع روغن	بهران درفش (ISO VG 42)
حداکثر بار مجاز	۳۰۰ Kg
حداکثر دبی پمپ روغن	۴۵ $\frac{lit}{min}$
حداکثر دور محور	۱۵۰۰۰ rpm
نوع بلبرینگها	61908(C3)

این دستگاه، قابلیت راه اندازی تا سرعت ۱۵۰۰۰ دور بر دقیقه (همانند کمپرسورهای دور بالا) را دارا است. این کار توسط تسمه و پولی با نسبت ۱ به ۵ قابل دستیابی است. برای اطمینان از انتقال دور در سرعت های بالا از پولی های ۳ شیاره و ۳ تسمه استفاده شده است. جنس پولی های ریخته گری شده نیز باید از چدن نرم باشد تا حین سرعت های دورانی بالا، احتمال شکست آنها، پایین بیاید.

سرعت در یاتاقان های کفشک لولایی و به طور کلی در همه یاتاقان ها دمای عملکرد یاتاقان به محدوده دمای بیشینه بابیت نزدیک می شود. افزایش دبی روغن برای خنک کاری یاتاقان نتایج خوبی را به همراه دارد، به عنوان مثال ۱۰ درصد افزایش در دبی، کاهش ۱۰ درصد دما را در پی خواهد داشت، در حالی که ۲۰ درصد افزایش در دبی تنها ۱۲ درصد کاهش دما را در پی خواهد داشت. بنابراین افزایش دبی برای کاهش دما تا ۱۰ درصد مناسب و برای کاهش دما بیش تر از ۱۰ درصد مطلوب نمی باشد و به همین دلیل باید از روش های دیگر نظیر استفاده از روش پاشش روغن یا خنک کردن روغن ورودی، برای خنک کردن یاتاقان استفاده نمود. در اینجا کلیه تست ها بدون استفاده از خنک کاری روغن انجام شده اند و می توان دبی مناسب را به صورت سعی و خطا به دست آورد. لازم به ذکر است در این سامانه تست دمای روغن در خروجی یاتاقان اندازه گیری می شود.

۳- مشخصات دستگاه آزمایش ساخته شده

برای آزمایش مشخصات عملکردی یاتاقان ساخته شده (شکل ۷) دستگاه آزمایشی طراحی و ساخته شد. در این دستگاه مشخصاتی از قبیل دور محور، بار یاتاقان، دبی روانکار، نوع اعمال بار روی محور (به صورت بین دو لولا یا روی یک لولا) قابل تغییر و بررسی هستند. غیر از دور، بار (مجموع نیروی دو نیروسنج) و دبی، کمیت هایی از قبیل فشار روغن پیش از ورود به محفظه محور، فشار روغن در خروجی پمپ و دمای روغن و همچنین نیروی هر کدام از نیروسنجها (برای محاسبه گشتاور اصطکاکی) اندازه گیری می شوند. با استفاده از چندین مرحله آزمایش و با حضور کاربران این نوع یاتاقان و مجربین این حوزه داده های کاملی استخراج گردید که برخی از آنها در اینجا ارایه می شوند. مشخصات یاتاقان و دستگاه آزمایش ساخته شده (شکل ۸) در یک نگاه اجمالی به صورت جدول ۱ است.

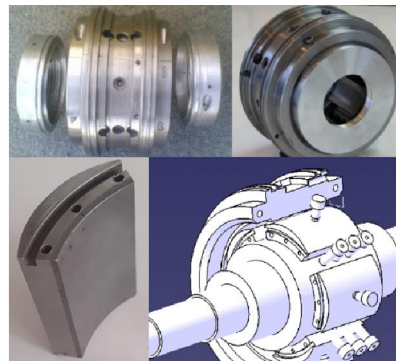


Fig. 7 The built bearing, internal layout and one of its shoes (the holes on the pad are intended for the purpose of installing a thermocouple)

شکل ۷ یاتاقان ساخته شده، چیدمان داخلی و یکی از کفشک های آن (سوراخ های روی کفشک با هدف تعبیه ترموکوپل در نظر گرفته شده اند)

۴- روش انجام آزمایش، نتایج و ارزیابی عملکرد یاتاقان

ساخته شده

آزمایش‌ها در دمای محیط ۲۰ تا ۲۵ درجه سانتی‌گراد انجام شدند. در ابتدا در دمای محیط، دور محور کمتر است و به مرور با افزایش دمای روغن و کاهش لزجت آن، دور موتور نیز افزایش می‌یابد. لذا لازم است در هر لحظه چندین کمیت ثبت گردند. چرا که با تغییر کمیت‌های مهم، شاخص عملکرد یاتاقان نیز تغییر خواهد کرد. البته به مرور با رسیدن به دمای تعادل رژیم کاری نیز ثابت خواهد ماند. دمای تعادل بهینه برای یاتاقان‌ها عموماً حدود ۸۰ درجه سانتی‌گراد است، که برای این کار لازم است روغن خنک‌کاری گردد.

بهترین ملاک سلامت برای عملکرد یک یاتاقان ارضای شرایط روان‌کاری هیدرودینامیکی است. در حالت کلی رفتار روانکار، کفشک و محور بر طبق شرایط آزمایش و بر اساس اعداد بدون بعد مربوط به طراحی در سه دسته کلی روان‌کاری هیدرودینامیکی، مرزی و اصطکاک خشک قرار می‌گیرد در روان‌کاری هیدرودینامیکی، برای یک یاتاقان و محور می‌توان رفتار ضریب اصطکاک ناشی از تغییر دمای روغن را بر حسب تغییر کمیت بدون بعد $\lambda = \frac{\mu N}{P}$ بعد یعنی شاخص عملکرد یاتاقان با تغییر شرایط بررسی نمود (شکل ۹).

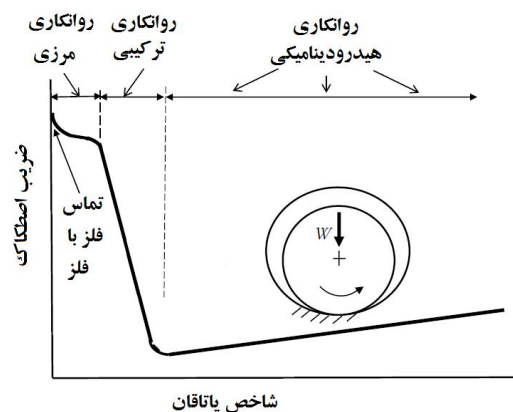


Fig. 9 Hydrodynamic lubrication conditions

شکل ۹ شرایط روان‌کاری هیدرودینامیکی

در چند مرحله تست مجموعه یاتاقان این کمیت در محدوده روان‌کاری هیدرودینامیکی قرار می‌گیرد. با افزایش μ ، N و τ و کاهش لقی c و همچنین کاهش P (کاهش بار و یا افزایش ابعاد یاتاقان) ضریب اصطکاک f افزایش می‌یابد. در یاتاقان ساخته شده تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب تغییرات عدد مشخصه یاتاقان، در زمان‌های مورد بررسی، همواره مقداری مثبت است.

در این جا با هدف بررسی عملکرد یاتاقان، تغییرات $\frac{df}{d\lambda}$ بررسی می‌شود. به این صورت که با اندازه‌گیری همه کمیت‌های مهم عملکردی، مقدار شاخص یاتاقان و ضریب اصطکاک، محاسبه و نمودار عملکردی استخراج می‌گردد.

مثبت بودن $\frac{df}{d\lambda}$ در محدوده روان‌کاری هیدرودینامیکی اولین ملاک عملکرد مناسب است. در عمل نیز همین کمیت برای تعیین صحت عملکرد یاتاقان ساخته شده استفاده می‌گردد. در ناحیه مربوط به روان‌کاری هیدرودینامیکی یک عامل نمود پیدا می‌کند و آن λ ای است که در آن f به کمترین مقدار می‌رسد. این λ که با λ_{cr} نام‌گذاری می‌شود، معمولاً در یاتاقان‌ها با ابعاد مختلف متفاوت است ولی عموماً می‌توان گفت این مقدار با افزایش قطر و کاهش لقی نسبی نیز کم می‌شود.

آزمایش‌ها عموماً برای عدد سامرفیلد اولیه حدود ۱۰ انجام گردید. پس از ارزیابی نتایج با توجه به داده‌ها، نمودار ضریب اصطکاک بدون بعد بر حسب مشخصه بدون بعد یاتاقان $\frac{f}{f_0} - \frac{\lambda}{\lambda_0}$ به صورت نمودار شکل ۱۰ ترسیم گردید. این آزمایش‌ها پیش از رسیدن به دمای تعادل انجام شده است. دمای تعادل بهینه برای یاتاقان‌ها عموماً حدود ۸۰ درجه سانتی‌گراد است، که برای این کار لازم است روغن خنک‌کاری گردد و گرمای داده شده به روغن در یاتاقان با گرمای گرفته شده از آن در سامانه خنک‌کاری، متعادل گردد. با استفاده از سیستم خنک‌کاری روغن مطابق انتظار پس از مدت زمان مشخصی به واسطه این تعادل گرمایی عملکرد یاتاقان به ثبات لازم می‌رسد. اگر خنک‌کاری انجام نشود دمای روغن افزایش می‌یابد و شاخص یاتاقان از مقدار بحرانی کمتر شده و عملکرد آن دچار خدشه می‌شود.

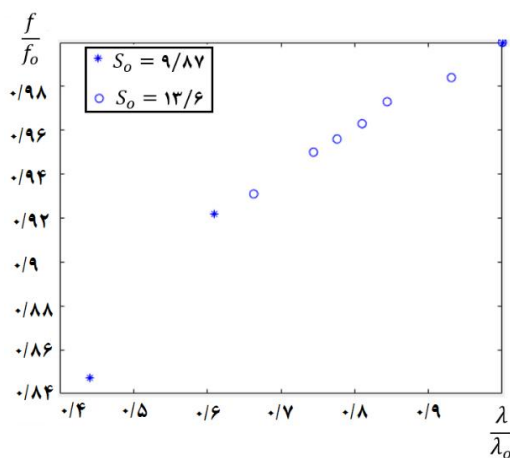


Fig. 10 f - λ diagram in two experiments with different initial Sommerfeld

شکل ۱۰ نمودار $f - \lambda$ در دو آزمایش با سامرفیلد اولیه متفاوت

۵- نتایج و بحث

اولین سری تست در عدد سامرفیلد ۹/۸۷ متناظر با مقادیر رابطه (۱۰) انجام شد. دقت شود که در محاسبه شاخص یاتاقان λ از سیستم واحدهای مورد استفاده در تعیین عدد سامرفیلد استفاده شده است. طول کفشکها برابر با ۷ سانتی متر است. در ابتدای تست، دمای روغن برابر ۲۰ درجه سانتی گراد اندازه گیری گردید.

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 20^\circ C \rightarrow \mu = 0.0431 \text{ Pas.sec} \\ F = 500 \text{ N}, P = \frac{F}{DL} = \frac{F}{0.1 \times 0.07} = 71428 \text{ Pas} \\ r/c = d/\delta = \frac{100}{0.14} = 714 \\ N = 32 \frac{\text{Rev}}{\text{sec}} \\ S_o = \frac{\mu N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 9.87 \\ \lambda_o = \frac{\mu N}{P} = 19.34 \times 10^{-6} \end{array} \right. \quad (10)$$

به مرور با افزایش دمای روغن از ۲۰ تا ۴۰ درجه سانتی گراد تغییرات دور محور نیز از ۱۹۰۰ RPM تا ۲۲۷۰ RPM مطابق جدول ۲ تغییر می کند. این دادهها بدون استفاده از سیستم خنک کاری روغن به دست آمده اند.

جدول ۲ نتایج تست با سامرفیلد اولیه ۱۰

Table 2 Test results with early Summerfield 10

T (°C)	N (RPM)	μ (Pas.sec)	S	$\frac{\lambda}{\lambda_o}$	$\frac{f}{f_o}$
۲۰	۱۹۲۳	۰/۰۴۳۱	۹/۸۷	۱	۱
۳۰	۲۰۸۵	۰/۰۲۴۲	۶	۰/۶۱	۰/۹۲۲
۴۰	۲۲۷۰	۰/۰۱۵	۴/۰۶	۰/۴۴۱	۰/۸۴۷

دومین سری تست در عدد سامرفیلد ۱۳/۶ متناظر با مقادیر رابطه (۱۱) و در دمای محیط ۲۳/۵ درجه سانتی گراد انجام گردید.

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 23.5^\circ C \rightarrow \mu = 0.034 \text{ Pas.sec} \\ F = 500 \text{ N} \rightarrow P = 71428 \text{ Pas} \\ r/c = d/\delta = 714 \\ N = 55.41 \frac{\text{Rev}}{\text{sec}} \\ S_o = \frac{\mu N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 13.6 \\ \lambda_o = \frac{\mu N}{P} = 26.6 \times 10^{-6} \end{array} \right. \quad (11)$$

به مرور با افزایش دمای روغن از ۲۳/۵ تا ۳۳ درجه سانتی گراد دور محور از ۳۳۲۵ RPM تا ۳۵۷۰ RPM تغییر می کند که در جدول ۳ ثبت گردیده است. این دادهها بدون استفاده از سیستم خنک کاری روغن به دست آمده اند.

شکل ۱۰ عملکرد یاتاقان را به خوبی نشان می دهد. همان طور که دیده می شود به مرور کمیتها در روی دو محور در ناحیه روانکاری هیدرودینامیکی، کاهش پیدا می کنند. این نمودار نشان می دهد قرار گرفتن یاتاقان در محدوده روان کاری هیدرودینامیکی شرط لازم کارکرد درست یاتاقان است ولی شرط کافی نیست. چرا که اگر بدون توجه به دمای روغن، به شرایط تعادل دمایی نرسد، با کاهش بیش تر ضریب اصطکاک، شاخص عملکرد یاتاقان λ به λ_{cr} می رسد و در نتیجه تماس فلز با فلز، نمودار عملکرد وارد ناحیه اصطکاک خشک خواهد شد.

در λ های خیلی کوچک نمودار به صورت افقی به سمت محور f تغییر جهت می دهد. ضریب اصطکاک در ناحیه مرزی (اصطکاک نیمه خشک) با افزایش λ افت می نماید. یعنی همچنان که سرعت دوران افزایش می یابد محور از سطح یاتاقان جدا می شود. در نقطه متناظر با f_{min} سطوح فلزی از هم جدا شده و فیلم روغن محور را شناور می کند. این نقطه نمایانگر λ_{cr} است. در ناحیه سمت راست λ_{cr} سامانه روان کاری به صورت خود تنظیم کار می کند.

مطابق نتایج تستها شرایط روان کاری هیدرودینامیکی برقرار است زیرا با افزایش دما و پیش از رسیدن به دمای تعادل، لزجت روغن و در نتیجه عدد مشخصه یاتاقان و ضریب اصطکاک کاهش می یابد. در این جا دو سری از آزمایشها، که در آنها دستگاه در اعداد سامرفیلد ۹/۸۷ و ۱۳/۶ راه اندازی گردید بررسی می شوند. در ادامه با افزایش دمای روغن، لزجت روغن و در نتیجه ضریب اصطکاک کم می شود. با کاهش ضریب اصطکاک انرژی منتقل شده به روغن به واسطه اصطکاک لزج، کاهش می آید. این امر باعث کاهش دمای روغن و افزایش لزجت آن می شود. این فرایند طی گذشت زمان به تعادل می رسد. لازم به ذکر است رابطه لزجت با دما برای روغن مورد استفاده از رابطه (۹) به دست می آید:

$$\ln \mu = 1.11 - 1.42 \ln T \quad (9)$$

از آنجا که گشتاور اصطکاکی تابعی از لقی در نقاط مختلف محیطی محور و یاتاقان است، این گشتاور و در نتیجه ضریب اصطکاک کلی حرکت محور روی لایه های روغن به صورت تجربی تعیین می شود. گشتاور اصطکاکی یاتاقان با توجه به تفاوت نیروی نشان داده شده توسط هر کدام از نیروسنجها و ضرب آن در فاصله بین آنها به دست می آید.

برحسب شاخص کاری λ در فاز کاری هیدرودینامیکی به چشم می‌خورد. شیب این تغییرات در شرایط روانکاری هیدرودینامیکی مثبت است.

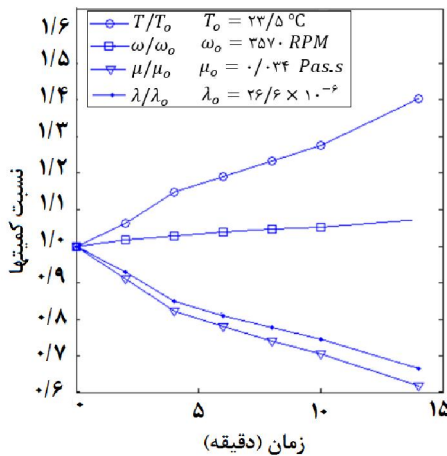


Fig. 11 Graph of bearing performance changes over time with initial Sommerfeld 13.6

شکل ۱۱ نمودار تغییر مشخصات عملکردی یاتاقان با گذشت زمان با سامرفیلد اولیه ۱۳/۶

برای مثال اگر به علت سایش، لقی در یک یاتاقان زیاد شود، در صورتی که روان کاری از نوع هیدرودینامیکی باشد ($\lambda > \lambda_{cr}$) به دلیل کاهش گشتاور مقاوم (ناشی از افزایش لقی) و افزایش مقدار روغن پمپ شده از بین یاتاقان و محور (باز هم ناشی از افزایش لقی) درجه حرارت کاری کم شده و یاتاقان به حالتی تعدیل شده می‌رسد. در این حالت با افزایش لقی لزجت نیز افزایش می‌یابد و این امر باعث افزایش ظرفیت بارگیری یاتاقان می‌شود. به همین علت است که یاتاقان‌های لغزشی با وجود سایش قادر به کار هستند.

بر طبق داده‌های شکل ۱۰ رابطه زیر برای این یاتاقان قابل استخراج است:

$$\frac{f}{f_0} = 0.25 \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right) + 0.757 \quad (12)$$

این معادله برای حالت بارگذاری روی لولا بدست آمده است.

۶- نتیجه‌گیری

از یاتاقان‌های پردور با کفشک‌های لولایی در سانتریفوژها و کمپرسورها و موتورهای توربینی پردور استفاده می‌شود. در این تحقیق به بررسی تجربی و تئوری یاتاقان کفشک لولایی جهت استفاده در موتورهای هوایی توربینی دور بالا پرداخته شد. نتایج نشان دادند که بر اثر حرارت ایجاد شده در یاتاقان‌های با لقی کم، درجه حرارت کارکرد روغن بالا می‌رود. این امر باعث کاهش لزجت و کاهش نسبی در اتلاف توان و در نتیجه کاهش گرمایش

شکل ۱۰، نتایج دو تست را به صورت بدون بعد نشان می‌دهد. مشخص است که رفتار یاتاقان چندان تابع شرایط راه‌اندازی نیست و نتایج هر دو تست روی یک منحنی قابل نمایش هستند.

جدول ۳ نتایج تست با سامرفیلد اولیه ۱۳/۶

Table 3 Test results with early Sommerfeld 13.6

t (min)	T (°C)	N (RPM)	μ (Pas.sec)	S	$\frac{\lambda}{\lambda_0}$	$\frac{f}{f_0}$
۰	۲۳/۵	۳۳۲۵	۰/۰۳۴۳	۱۳/۶	۱	۱
۲	۲۵	۳۳۸۰	۰/۰۳۱۴	۱۲/۶۴	۰/۹۳۱	۰/۹۸۴
۴	۲۷	۳۴۱۶	۰/۰۲۸۲	۱۱/۴۵	۰/۸۴۴	۰/۹۷۳
۶	۲۸	۳۴۵۲	۰/۰۲۶۷	۱۰/۹۹	۰/۸۱	۰/۹۶۳
۸	۲۹	۳۴۷۶	۰/۰۲۵۴	۱۰/۵۲	۰/۷۷۶	۰/۹۵۶
۱۰	۳۰	۳۵۰۰	۰/۰۲۴۲	۱۰/۱	۰/۷۴۴	۰/۹۵
۱۴	۳۳	۳۵۷۰	۰/۰۲۱۲	۹	۰/۶۶۳	۰/۹۳۱

غیر از موارد فوق چند تست دیگر نیز انجام شد که محور سرعت‌های بسیار بالا در حدود ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه و یاتاقان، اعداد سامرفیلد حدود ۸۰ را نیز تجربه نمود. بدیهی است تحت این شرایط تغییرات دما و مشخصات روانکار بسیار سریع اتفاق می‌افتد و نرخ حرارت داده شده به روغن به صورت قابل توجهی افزایش می‌یابد.

بر خلاف یک کمپرسور، در یک موتور هوایی شرایط بارگذاری روی یاتاقان ثابت نمی‌ماند. بر این اساس همان‌گونه که در دستگاه آزمایش نیز لحاظ شده می‌توان یاتاقان را هم در بین دو لولا (کفشک) و هم روی یک لولا بارگذاری نمود. مشکل اصلی در یک یاتاقان، بدون بار شدن کفشک‌ها است. در یاتاقان هوایی این امر نیز اهمیت ویژه‌ای دارد لذا در آزمایش‌های انجام شده این مورد نیز لحاظ گردید. مطابق نتیجه به‌دست آمده شروع بی‌باری حداقل یکی از کفشک‌ها که متناظر با لرزش محور است در حالت بارگذاری بین لولا زودتر اتفاق می‌افتد. بر این اساس در یک موتور لازم است بارگذاری روی لولا انتخاب شود. مطابق شکل ۱۰ دیده می‌شود که شرایط روان کاری کاملاً هیدرودینامیکی است. در این نوع یاتاقان‌های پردور به علت افزایش دمای روغن ناشی از سرعت دورانی بالای محور باید در عمل با مبدل حرارتی دمای روغن را به دمای کارکرد هیدرودینامیکی رساند. در ادامه بعضی نتایج مورد بحث قرار می‌گیرند. مطابق مطابق شکل ۱۱ با افزایش تدریجی دما، ضمن کاهش لزجت، عدد سامرفیلد و عدد مشخصه یاتاقان نیز کاهش می‌یابند. کاهش لزجت باعث کاهش گشتاور مقاوم در برابر چرخش محور می‌گردد.

در نمودار $\lambda - f$ به روشنی تغییرات ضریب اصطکاک f

۸- مراجع

- [1] V. Vullo, F. Vivio, *Rotors: stress analysis and design*, Milan Springer, 2013
- [2] D.C. Deckler, R.J. Veillette, M.J. Braun, F.K. Choy, Simulation and Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing, *Tribol. Trans.*, Vol. 47, pp. 440-458, 2004.
- [3] M. Lou, O. Bareille, W. Chai, M. Ichchou, W. Chen, Global Sensitivity Analysis of Static Characteristics of Tilting-Pad Journal Bearing to Manufacturing Tolerances, *Tribol. Int.*, Vol. 149, 105734, 2020.
- [4] M. He, C.H. Cloud, J.M. Byrne, J.A. Vázquez, Fundamentals of fluid film journal bearing operation and modeling, in: *Asia Turbomachinery & Pump Symposium. 2016 Proceedings.*, Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2016.
- [5] P. Akbarzadeh, 3D Thermo-hydrodynamic simulation of industrial lubricant effect on hydrodynamic characteristics of finite tilting-pad journal bearings, *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, Vol. 5, No. 4, pp. 257-269, 2016. (in Persian)
- [6] N. Koonillogpiboon, T. Inoue, Nonlinear Vibration Analysis of a Flexible Rotor Supported by a Flexure Pivot Tilting Pad Journal Bearing in Comparison to a Fixed Profile Journal Bearing with Experimental Verification, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 143, No. 9, 2021.
- [7] T. Hagemann, H. Schwarze, Theoretical and experimental analyses of directly lubricated tilting-pad journal bearings with leading edge groove, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 141, No. 5, 2019.
- [8] D. Rondon, G.B. Benti, J.-O. Aidanpa, R. Gustavsson, Rotordynamic characterization of tilting-pad bearings with eight pads in vertical rotors, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 144, No. 1, 2022.
- [9] J.C. Nicholas, Lund's tilting pad journal bearing pad assembly method, *J. Vib. Acoust.*, Vol. 125, No. 4, pp. 448-454, 2003.
- [10] L. Bizarre, T. Andersen, G. Daniel, I. Santos, K. Cavalca, A 3D Approach for THD Lubrication in Tilting Pad Journal Bearing-Theory and Experiment, *Tribology Transactions*, Vol. 63, No. 1, pp. 120-132, 2020.
- [11] W. Dmochowski, *Dynamic properties of tilting-pad journal bearings: analysis and experiment*, 2005.
- [12] J. Yang, A. Palazzolo, Three-Dimensional Thermo-Elasto-Hydrodynamic Computational Fluid Dynamics Model of a Tilting Pad Journal Bearing-Part I: Static Response, *Journal of Tribology*, Vol. 141, No. 6, 061702, 2019.
- [13] A. Betti, P. Forte, E. Ciulli, Turbulence Effects in Tilting Pad Journal Bearings: A Review, *Lubricants*, Vol. 10, No. 8, 171, 2022.
- [14] N. Buchhorn, M. Stottrop, B. Bender, Influence of Active Cooling at the Trailing Edge on the Thermal Behavior of a Tilting-Pad Journal Bearing, *Lubricants*, Vol. 9, No. 26, 2021.
- [15] M. Stottrop, N. Buchhorn, B. Bender, Experimental Investigation of a Large Tilting-Pad Journal Bearing-Comparison of a Flooded and Non-Flooded Design, *Lubricants*, Vol.10, No. 83, 2022.

روانکار می‌شود. در روانکاری هیدرودینامیکی این قابلیت خود تنظیمی را نیز در هنگام تغییر شرایط کاری یاتاقان می‌شود مشاهده نمود. با افزایش بار، λ کاهش می‌یابد و از مقادیر بزرگتر به λ_{cr} نزدیک می‌شود. اما افت λ به طور همزمان ضریب اصطکاک و تولید حرارت را کاهش می‌دهد، لذا باعث افزایش لزجت روغن شده و λ قبلی به طور کامل یا جزئی بازایی می‌شود و یاتاقان در حالت تعادل پایدار کار می‌کند. چنانچه درجه حرارت یاتاقان افزایش یابد (بر اثر کاهش لحظه‌ای یا کوتاه مدت تغذیه روغن) لزجت روغن افت می‌کند اما این امر باعث کاهش تولید حرارت شده و بر اثر این امر حالت تعادل جدیدی هر چند با λ کوچک‌تر از مقدار اولیه به وجود می‌آید. مانند آنچه در یاتاقان‌های پر دور اتفاق می‌افتد، افزایش λ (افزایش سرعت دوران یا کاهش بار) باعث افزایش درجه حرارت و کاهش لزجت روغن می‌شود که این فرایند λ کوچک‌تری را نتیجه می‌دهد. مشکل اصلی یاتاقان‌های کفشک امکان ناپایداری یاتاقان به علت خروج از مرکز محور است. این نقص با لولایی شدن کفشک‌ها برطرف می‌گردد، زیرا به جای محور، خود کفشک شروع به نوسان می‌نماید و باعث به حداقل رسیدن ارتعاشات محور می‌گردد. بدیهی است هر چه شیب منحنی عملکرد یاتاقان کمتر باشد رسیدن به حداقل ضریب اصطکاک متناظر با حداقل مقدار شاخص بی بعد یاتاقان λ_{cr}/λ_0 دیرتر اتفاق می‌افتد.

۷- فهرست علائم

α	نسبت مکان لولا
ε	میزان خارج از مرکزی
λ	شاخص یاتاقان
ω	سرعت دورانی روتور
C_p	لقی کفشک در لبه‌ها
C_b	لقی شعاعی محور-کفشک
f	ضریب اصطکاک
L	طول محوری کفشک
O_j	مرکز یاتاقان
Q	دبی روغن
R	شعاع یاتاقان
R_b	شعاع محور
R_p	شعاع کفشک
S	عدد سامرفیلد
TPJB	یاتاقان کفشک لولایی