مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1394، دوره 15، شماره 7، ص‌ص 160-172

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تأثیر نابالانسی جرمی روتور بر پایداری دینامیکی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکروپلار

مهدی زارع مهرجردی[1]، اصغر دشتی رحمت آبادی[2*]، رضا رشیدی میبدی[3]

1- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد
3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران
* یزد، صندوق پستی741- 89195، dashti@yazd.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 23 اسفند 1393
پذیرش: 12 اردیبهشت 1394
ارائه در سایت: 10 خرداد 1394

کلید واژگان:
پایداری دینامیکی
یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لُب
نابالانسی جرمی روتور
روانکار میکروپلار
دیاگرام دوشاخه‌گی

چکیده

یاتاقان‌های ژورنال روغنی یکی از متداول‌ترین اجزای ماشین‌های دوار تحت بارگذاری سنگین به شمار می‌آیند. عوامل متعددی مانند تغییر در شرایط بارگذاری و روانکاری می‌تواند بر پایداری دینامیکی این گروه از یاتاقان‌ها تأثیرگذار باشد. از این رو شناخت پاسخ دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال در شرایط مختلف می‌تواند به بهبود فرایند کنترل، عیب‌یابی و پیشگیری از قرارگیری سیستم‌های یاتاقان و روتور در شرایط عملکردی بحرانی منجر شود. نابالانسی جرمی روتور از دیرباز به عنوان یکی از عوامل مؤثر بر رفتار دینامیکی و طول عمر انواع تکیه‌گاه‌های یاتاقانی مطرح بوده‌است. به همین دلیل در پژوهش حاضر تأثیر این پارامتر بر پایداری یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکروپلار با استفاده از مدل تحلیلی دینامیکی غیرخطی ارزیابی شده است. برای رسیدن به این هدف، در ابتدا معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی با سیال تراکم‌ناپذیر بر پایه تئوری سیال میکروپلار اصلاح شده و معادلات جابجایی دینامیکی روتور صُلب نیز با فرض وجود نابالانسی جرمی استخراج شده‌اند. حل همزمان معادله رینولدز و معادلات حرکت روتور، توزیع فشارهای پایا و دینامیکی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار و مؤلفه‌های جابجایی، سرعت و شتاب مرکز روتور را بدست می‌دهد. ارزیابی نتایج در قالب نمودارهای مسیر دینامیکی، طیف توانی، دیاگرام دوشاخه‌گی و نگاشت پوانکاره از بروز رفتارهای دینامیکی متفاوت یاتاقان‌های دولُب با تغییر میزان نابالانسی جرمی روتور حکایت دارد. پاسخ سیستم دینامیکی مورد بررسی، نوسانات همگرا به نقطه تعادل استاتیکی، رفتارهای پریودیکی، KT پریودیکی، شبه نوسانی و همچنین اغتشاشات واگرای منجر به برخورد روتور و پوسته یاتاقان را شامل می‌شود.

Effects of mass unbalance of rotor on the dynamic stability of two lobe noncircular hydrodynamic journal bearing with micropolar lubricant

Mahdi Zare Mehrjardi[1], Asghar Dashti Rahmatabadi[1*], Reza Rashidi Meybodi[2]

1- Department of Mechanical Engineering, Yazd University,Yazd, Iran.
2- Department of Mechanical Engineering, Payame Noor University, Tehran, Iran.
*P.O.B. 89195-741 Yazd, Iran, dashti@yazd.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 14 March 2015
Accepted 02 May 2015
Available Online 31 May 2015

Keywords:
Dynamic stability
Noncircular Two Lobe Journal Bearing
Mass Unbalance of Rotor
Micropolar Lubricant
Bifurcation Diagram

ABSTRACT

Oil journal bearings are one of the most common parts of high load carrying rotating machine. Stability of these bearings can be affected by various stimulus such as changes in loading and lubrication conditions. Therefore, identification of the dynamic response of journal bearings can improve the control and fault detection process of rotor-bearings systems and prevent them from placing in critical operation condition. For many years, the mass unbalance of rotor has beenproposed as an effective factor on the dynamic behavior and long life of bearings. For this reason, in this research the effects of this parameter on the stability of hydrodynamic two lobe noncircular journal bearing with micropolar lubricant is investigated based on the nonlinear dynamic model. To achieve this goal, the governing Reynolds equation is modified with respect to micropolar fluid theory and the equations of rotor motion are derived considering the mass unbalance parameter. The static and dynamic pressure distributions of the lubricant film and the components of displacement, velocity and acceleration of the rotor are obtained by simultaneous solution of the Reynolds equation and the equations of rotor motion. Investigation of results in terms of dynamic trajectory, power spectrum, bifurcation diagram and Poincare map show that the dynamic behavior of two lobe bearings appears in different manner with variation of mass unbalance of rotor. The response of analyzed dynamic system includes converging oscillations to the equilibrium point, periodic, KT periodic and quasi periodic behavior and also divergent disturbances, which leads to collision between the rotor and bearing.

1- مقدمه

امروزه یاتاقان‌های ژورنال روغنی بطور گسترده‌ای به‌ویژه به عنوان تکیه‌گاه‌های مناسب برای قطعات دوار در ماشین‌آلات صنعتی با توان بالا و بارگذاری‌های سنگین نظیر توربین‌های بخار، کمپرسورهای گریز از مرکز،

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

M. Zare Mehrjardi, A. Dashti Rahmatabadi, R. R. Meybodi, Effects of mass unbalance of rotor on the dynamic stability of two lobe noncircular hydrodynamic journal bearing with micropolar lubricant, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 15, No. 7, pp. 160-172, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

پمپ‌ها و موتورها مورد استفاده قرار می‌گیرند. هرگونه تغییر در وضعیت طراحی، ساخت، نصب، بارگذاری و روانکاری تأثیر قابل توجهی بر عملکرد استاتیکی و دینامیکی این یاتاقان‌ها خواهد داشت. اهمیت پایداری دینامیکی ماشین‌آلات صنعتی مختلف به‌ویژه سیستم‌های دوار در شرایط کارکرد سبب شده تا مطالعه پایداری دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال به عنوان یکی از متداول‌ترین اجزای این سیستم‌ها در سال‌های اخیر مورد توجه پژوهشگران حوزه روانکاری فیلم سیال قرار گیرد. تغییر نوع روانکار و یا افزودن هدفمند مواد با ترکیبات شیمیایی خاص به آن و بکارگیری یاتاقان‌های غیرمدور با اشکال هندسی متنوع، بخش قابل توجهی از راه‌کارهای پیشنهادی جهت بهبود عملکرد دینامیکی مجموعه روتور و یاتاقان‌های ژورنال را به خود اختصاص داده‌اند.

با توجه به فضای لقی بسیار باریک بین روتور و پوسته یاتاقان ژورنال بویژه در نواحی متناظر با فشار ماکزیمم پس از اعمال بار خارجی و نیز امکان افزوده شدن ذرات آلودگی و فلزات سایش یافته به روانکار در شرایط عمل، می‌توان سیال روانکار را همانند یک محلول تعلیقی[1] مدل نمود. به همین علت استفاده از مدل سیال نیوتنی و روابط ناویر استوکس در بررسی مسأله روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال سبب دور شدن نتایج از شرایط عملکرد واقعی خواهد شد. مدل‌های ریاضی متنوعی نظیر سیال پاور لا[2]، ویسکوالاستیک[3] و میکروپلار[4] از دیرباز توسط محققان حوزه روانکاری برای بررسی عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی ارائه شده‌اند. نتایج منطقی و نزدیک به واقعیت مدل سیال میکروپلار معرفی شده توسط ارینگن در دهه 70 در مقایسه با سایر مدل‌ها، دلیل اصلی بکارگیری آن در بیشتر تحقیقات حوزه روانکاری فیلم سیال از گذشته تاکنون بوده است [1].

بکارگیری یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور اولین بار توسط پینکاس در دهه 60 انجام شد [2]. یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور معمولاً از کنار هم قرار گرفتن تعدادی یاتاقان ژورنال جزئی تحت عنوان لُب[5] با اشکال هندسی متنوع ایجاد می‌شوند. تفاوت اصلی این یاتاقان‌ها در مقایسه با انواع مدور مشابه در متغیر بودن عرض فضای لقی بین روتور و پوسته یاتاقان در نقاط مختلف محیط پیرامونی یاتاقان می‌باشد. این مشخصه عملکرد استاتیکی و دینامیکی متفاوت مجموعه روتور و یاتاقان را در پی خواهد داشت. وجود ویژگی‌های منحصر بفردی نظیر گوناگونی شکل، سادگی، هزینه اندک، قابلیت انطباق با محدودیت‌های فضایی و تنوع گستره عملکرد از دلایل اصلی رشد روزافزون یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور در سال‌های اخیر بوده‌اند.

بررسی عملکرد استاتیکی و پایداری دینامیکی با مدل‌های سیال نیوتنی و میکروپلار، اولین پژوهش‌های انجام شده در حوزه روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال مدور بوده‌اند [۳،4]. نتایج این بررسی‌ها از افزایش قابلیت حمل بار[6] یاتاقان و نیروی اصطکاک[7] با افزایش نسبت منظری[8]، نسبت خروج از مرکزی[9] و لزجت سیال روانکار حکایت دارند.

همچنین مقایسه نتایج حاصل از مدل‌های روانکار نیوتنی و میکروپلار گویای افزایش قابلیت حمل بار و نیروی اصطکاک و کاهش میزان نشتی[10] روانکار از یاتاقان با تقویت خواص میکروپلاریته سیال روانکار هستند. مالک و همکارانش در دهه 80 با استفاده از روش حل عددی اجزای محدود[11] عملکرد استاتیکی گروهی از یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه لُب را ارائه نمودند [5]. نتایج پژوهش آنان گویای ایجاد توزیع فشارهای متفاوت در فیلم روانکار با تغییر شکل هندسی یاتاقان غیرمدور و عملکردهای استاتیکی جدید ناشی از آن بود. در ادامه رحمت‌آبادی و همکارانش در سال‌های اخیر تأثیر پارامترهای مختلفی نظیر میزان پیش‌بار[12] یا غیرمدوری، زوایای چرخش و انحراف[13] و پارامترهای مشخصه سیال میکروپلار بر عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو، سه و چهار لُب را بررسی نمودند [6-8]. نتایج ارزیابی آنان گویای امکان دستیابی به شرایط عملکرد مطلوب در صورت جایگزینی روانکار نیوتنی با میکروپلار و تغییر شرایط نصب یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور حتی با حفظ سایر مؤلفه‌های طراحی و روانکاری مجموعه می‌باشند.

اعمال بارهای دینامیکی، بروز تغییرات ناگهانی در وضعیت بارگذاری و روانکاری، افزایش بیش از حد سرعت زاویه‌ای دوران روتور و هرگونه تغییر شکل روتور و پوسته یاتاقان در شرایط کارکرد، می‌تواند به رخداد طیف وسیعی از رفتارهای نوسانی و اغتشاشی منظم و غیرمنظم همگرا و یا واگرا شونده روتور در فضای لقی یاتاقان منجر شود. با توجه به اهمیت کنترل عملکرد دینامیکی سیستم‌های دوار در شرایط گوناگون، شناخت پاسخ دینامیکی مجموعه روتور و یاتاقان در مقابل عوامل محرک فوق برای جلوگیری از قرارگیری سیستم در شرایط کنترلی دشوار منتهی به برخورد و سایش روتور و پوسته، امری ضروری می‌باشد که در دهه گذشته توجه بسیاری از محققان حوزه روانکاری را به خود جلب نموده است. داس و همکارانش در سال 2004 تحلیل پایداری یاتاقان‌های ژورنال مدور با روانکار میکروپلار بر پایه مدل دینامیکی خطی[14] را ارائه نمودند [9]. در مدل پیشنهادی آنان، با شبیه‌سازی مجموعه روتور و یاتاقان با سیستم دینامیکی شامل جرم، فنر و دمپر و فرض حرکت هارمونیک با دامنه محدود برای نوسانات روتور، ضرایب سختی و میرایی[15] معادل فیلم روانکار محاسبه و مقادیر جرم بحرانی[16] روتور و نسبت فرکانس چرخش گردابی[17] به عنوان پارامترهای مشخصه آستانه ناپایداری سیستم ارائه شده‌اند. نتایج این مطالعه از بهبود ضرایب سختی و میرایی معادل فیلم سیال با تقویت خواص میکروپلاریته سیال روانکار حکایت دارند. داس و همکارانش در سال 2005 در پژوهش دیگری بررسی پایداری یاتاقان‌های ژورنال مدور با روانکار میکروپلار بر پایه مدل دینامیکی غیرخطی را انجام داده و نتایج را با داده‌های پیشین خود از تحلیل دینامیکی خطی مقایسه کردند [10]. نتایج آنان بیانگر دامنه پایداری محدودتر یاتاقان حاصل از تحلیل دینامیکی خطی در مقایسه با مدل غیرخطی در قالب ارائه مقادیر کوچک‌تر جرم بحرانی و نسبت بزرگتر فرکانس چرخش گردابی می‌باشند. نیر و همکارانش در سال 2007 تأثیر تغییر شکل محور طولی یاتاقان متأثر از شرایط بارگذاری بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال بیضوی[18] با روانکارهای نیوتنی و میکروپلار را مورد بررسی قرار دادند [11]. نتایج آنها از تأثیرات قابل ملاحظه تغییر شکل و غلظت مواد افزودنی بر عملکرد دینامیکی یاتاقان‌های بیضوی حکایت دارد.

تحلیل رفتار دینامیکی غیرخطی انواع مختلفی از یاتاقان‌های ژورنال

1- Suspension
2- Power Law
3- Viscoelastic
4- Micropolar
5- Lobe
6- Load Carrying Capacity
7- Friction Force
8- Aspect Ratio
9- Eccentricity Ratio
10- Side Leakage

11- Finite Element Method (FEM)
12- Preload
13- Mount and Tilt Angles
14- Linear Dynamic model
15- Stiffness and Damping Coefficients
16- Critical Mass Parameter
17- Whirl Frequency Ratio
18- Elliptical Journal Bearings

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

هیدرودینامیکی گازی و روغنی با کمک نمودارهای مسیر دینامیکی[1]، طیف توانی[2]، تصویر فاز[3]، دیاگرام انشعابی[4] و نگاشت پوانکاره[5] از جدیدترین پژوهش‌های انجام گرفته در حوزه روانکاری به حساب می‌آیند. از این میان شمار بررسی‌های انجام گرفته پیرامون عملکرد یاتاقان‌های گازی به مراتب بیش از انواع روغنی بوده است. در سال 2009 زو و همکارانش رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال گازی بسیار کوتاه مورد استفاده در سیستم‌های میکروالکترومکانیکی[6] را مورد مطالعه قرار دادند [12]. نتایج این تحقیق رخداد نوسانات با سیکل محدود[7] در نسبت‌های خروج از مرکزی و رفتارهای پریودیکی و KT پریودیکی[8] روتور در نسبت‌های خروج از مرکزی بالا را نشان می‌دهند. در سال 2010 تحلیل دینامیکی غیرخطی روتور صُلب قرار گرفته روی تکیه‌گاه‌هایی متشکل از یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور گازی دولُب توسط رشیدی و همکارانش ارائه شد [13]. نتایج این مطالعه در قالب نمودارهای مسیر دینامیکی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام انشعابی موید بروز رفتارهای پریودیکی، KT پریودیکی و شبه نوسانی[9] مرکز روتور همزمان با افزایش جرم روتور و عدد یاتاقان هستند. این محققان در همان سال در پژوهش دیگری اثر تغییرات جرم و نابالانسی جرمی روتور بر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال گازی غیرمدور را بررسی نمودند [14]. نتایج این پژوهش بروز رفتارهای پریودیک و KT پریودیک و شبه نوسانی روتور در فضای یاتاقان‌های ژورنال دو و سه لُب با افزایش مقدار جرم و نابالانسی جرمی روتور[10] را تأیید می‌کند.

از معدود پژوهش‌های صورت گرفته در زمینه تحلیل دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال روغنی می‌توان به مطالعه یینگ و همکارانش در سال 2011 اشاره نمود [15]. آنان اثر ممان اینرسی لُب‌های لولایی منحرف شده یک یاتاقان غیرمدور روغنی بر پاسخ دینامیکی غیرخطی سیستم دوار را بررسی نمودند. نتایج آنان در مقایسه با پژوهش‌های مشابه انجام شده پیشین بدون لحاظ اثرات ممان اینرسی لُب‌ها، بیانگر پیچیدگی بیشتر رفتار دینامیکی سیستم بویژه در حوالی فرکانس‌های طبیعی مجموعه و تقدم نتایج دیاگرام انشعابی در رسیدن به رفتارهای متنوع دینامیکی در سرعت‌های دورانی بالاتر روتور می‌باشد. در جدیدترین تحقیقات انجام گرفته در حوزه تحلیل دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال، وانگ و همکارانش در سال 2013 رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال آئرودینامیکی غیرمدور را بررسی کردند [16]. در این پژوهش از روش ترکیبی جدیدی با بکارگیری روش‌های انتقال مشتق و تفاضل محدود[11] جهت بررسی عملکرد دینامیکی یاتاقان‌های گازی غیرمدور استفاده شده‌است. نتایج، همگرایی مناسب‌تر روش پیشنهادی نسبت به روش اجزای محدود در مقادیر اندک جرم روتور را نشان می‌دهد. توسعه تحلیل دینامیکی غیرخطی به سیستم دوار شامل روتور عمودی و یاتاقان ژورنال بر پایه نیروهای غیرخطی فیلم سیال در سال 2013 توسط شی و همکارانش انجام گرفت [17]. نتایج این پژوهش برای حالت‌های مختلف ارزیابی اثرات نابالانسی، لقی شعاعی و طول یاتاقان توسط دیاگرام‌های انشعابی، نگاشت پوانکاره، طیف توانی و جابجایی دینامیکی مرکز روتور ارائه شد. بررسی انجام شده از ایجاد مسیر دو شاخه روی نمودار انشعابی و کاهش شدید پایداری دینامیکی یاتاقان برای روتور عمودی حکایت دارد. همچنین گسترش دامنه پایداری دینامیکی سیستم با افزایش میزان نابالانسی جرمی، طول یاتاقان و کاهش میزان لقی شعاعی از دیگر نتایج این بررسی هستند. در ادامه زانگ و همکارانش در سال 2014 تحلیل انشعابی و آشوبی[12] سیستم روتور غیرخطی شامل یاتاقان‌های ژورنال گازی شیار محوری[13] به عنوان تکیه‌گاه را ارائه دادند [18]. این پژوهشگران علاوه بر پارامترهای رایج اثرات ژیروسکوپی روتور را نیز در معادلات دخیل نمودند. نتایج این تحقیق از تأثیر قابل ملاحظه نیروهای غیرخطی فیلم روانکار گازی بر پایداری مجموعه روتور و یاتاقان حکایت دارد. بررسی پایداری حرکات نوسانی سیستم روتور انعطاف‌پذیر دوار در فضای یاتاقان ژورنال به همراه دو دیسک دارای نابالانسی جرمی در سال 2014 توسط لی و همکارانش انجام گرفت [19]. آنان در تحلیل خود از مدل چند درجه آزادی اجزای محدود سیستم استفاده نموده و تأثیرات غیرخطی نیروهای فیلم سیال، اینرسی و اثرات برشی را در محاسبات لحاظ نمودند. مقایسه نتایج تجربی و تئوری از توانایی روش‌های نیومارک و شوتینگ[14] مورد استفاده در تحلیل عددی سیستم حکایت دارد. نتایج آنان گویای امکان مهار مؤثر اثرات برشی شدید سیال در صورت عدم هم‌فازی دوران دیسک‌های نابالانس می‌باشند. وانگ و همکارانش نیز در سال 2014 تحلیل دینامیکی غیرخطی و انشعابی سیستم دوار شامل روتور صلب و دو یاتاقان هوایی با فشار خارجی[15] را انجام دادند [20]. در این بررسی یک روش ترکیبی جدید به همراه روش‌های انتقال مشتق و تفاضل محدود برای استخراج توزیع فشار فیلم روانکار و رفتار غیرخطی مرکز روتور بکار گرفته شده بود. نتایج این پژوهش گویای چگونگی تغییرات رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های مورد بررسی در ازای تغییرات جرم و سرعت روتور بوده و قابلیت استفاده به عنوان راهنمای مناسب برای طراحی سیستم‌های دینامیکی مشابه را دارند. تحلیل ارتعاشات غیرخطی یک روتور انعطاف‌پذیر قرار گرفته بر تکیه‌گاه‌های از جنس یاتاقان غلتشی شیار عمیق[16] با لقی شعاعی داخلی طی پژوهش دیگری در سال 2014 توسط گوپتا و همکارانش انجام گرفت [21]. در این پژوهش از روش اجزای محدود جهت مدل‌سازی سیستم دینامیکی مورد بررسی شامل نیروهای هرتز در محل تماس روتور و یاتاقان، گشتاورهای ژیروسکوپی، اینرسی دورانی و تغییر شکل‌های برشی[17] استفاده گردیده بود. همچنین اثرات غیرخطی یاتاقان غلتشی بر رفتار دینامیکی سیستم با نمودارهای فاز، طیف توانی و مسیر دینامیکی مورد ارزیابی قرار گرفته و اثرات لقی شعاعی بر پاسخ نامتوازن روتور انعطاف‌پذیر در شرایط مختلف بطور دقیق ارائه شده بود.

مروری بر پژوهش‌های پیشین، تمرکز بیشتر بررسی‌های دینامیکی خطی و غیرخطی انجام شده بر تحلیل یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور گازی را نشان می‌دهد و شمار مطالعات صورت گرفته در زمینه یاتاقان‌های ژورنال مدور و بویژه غیرمدور روغنی بسیار اندک است. از این رو در پژوهش حاضر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لُب با فرض صُلبیت روتور و استفاده از روانکار میکروپلار در شرایط حضور و غیاب اثرات نابالانسی جرمی با کمک روش‌های حل عددی اجزای محدود بر پایه مدل گالرکین و

1- Dynamic Trajectory
2- Power Spectrum
3- Phase Portrait
4- Bifurcation Diagram
5- Poincare Map
6- Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)
7- Limit Cycle Oscillations
8- Periodic and KT Periodic Behaviors
9- Quasi Periodic
10- Rotor Mass Unbalance
11- Differential Transformation and the Finite Difference Method (FDM)
12- Bifurcation and Chaotic Analysis
13- Axial Groove Gas Journal Bearings
14- hooting and Newmark Methods
15- Externally Pressurized Double Air Films Bearing System
16- Deep Groove Ball Bearing
17- Gyroscopic Moments, Rotary Inertia and Shear Deformation

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

رانگ-کوتای مرتبه چهار[1] مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج حاصل از تحلیل حاضر می‌تواند به عنوان مرجعی مناسب در طراحی سیستم‌های روتور و یاتاقان روغنی به منظور پیشگیری از وقوع وضعیت‌های کنترلی دشوار منجر به برخورد و سایش روتور و پوسته یاتاقان و همچنین عیب‌یابی این سیستم‌ها در شرایط عملکرد واقعی مورد استفاده قرار گیرد.

2- تئوری

یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور عموماً از کنار هم قرارگرفتن تعدادی یاتاقان ژورنال جزئی تحت عنوان لُب ایجاد می‌شوند. تنوع شکل لُب‌ها و چگونگی قراگیری آنها در کنار هم، زمینه ایجاد طیف گسترده‌ای از یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با اشکال هندسی متفاوت قابل استفاده در مصارف صنعتی و غیرصنعتی را در سال‌های اخیر فراهم آورده‌است. مطابق شکل 1، برخلاف یاتاقان‌های مدور ضخامت فضای لقی بین روتور و پوسته در نقاط مختلف محیط پیرامونی انواع غیرمدور با هم متفاوت بوده و این عامل اختلاف توزیع فشار تولیدی در یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور در شرایط بارگذاری مشابه و عملکرد استاتیکی و دینامیکی متفاوت آنها را در پی خواهد داشت.

2-1- معادلات حاکم

معادله رینولدز اصلاحی حاکم بر روانکاری یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی مدور و غیرمدور با فرض مدل میکروپلار برای سیال روانکار، شرایط هم‌دما، طول محدود یاتاقان و صُلبیت روتور به صورت روابط (1) و (2) است [9].

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}}\left(\bar{\psi}(N,\bar{\Lambda},\bar{h})\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}\right)+\frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\bar{\psi}(N,\bar{\Lambda},\bar{h})\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right)=6\bar{R}\bar{\omega}\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}+12\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \quad (1)$$

$$\bar{\psi}(N,\bar{\Lambda},\bar{h})=\bar{h}^3+12\bar{\Lambda}^2\bar{h}-6N\bar{\Lambda}\bar{h}^2\coth\left(\frac{N\bar{h}}{2\bar{\Lambda}}\right) \quad (2)$$

پارامترهای N و $\bar{\Lambda}$ در روابط فوق به اثرات میکروپلاریته سیال روانکار اشاره داشته و در صورت حذف آنها، روابط (3) و (4) که معرف معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی با سیال نیوتنی هستند، به جای خواهند ماند [4].

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}}\left(\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}\right)+\frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right)=6\bar{R}\bar{\omega}\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}+12\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \quad (3)$$

$$\bar{\psi}(N,\bar{\Lambda},\bar{h})=\bar{h}^3 \quad (4)$$

در روابط فوق $\bar{h}$ به ضخامت فیلم روانکار تراکم‌ناپذیر مابین روتور و هریک از لُب‌های یاتاقان اشاره دارد. پارامتر N کمیتی بی‌بُعد است که معادلات مومنتوم خطی و زاویه‌ای سیال میکروپلار را به هم مرتبط ساخته و عدد کوپلینگ[2] نامیده می‌شود. پارامتر $\bar{\Lambda}$ یا طول مشخصه سیال میکروپلار[3] از جنس طول بوده و با ابعاد ذرات میکرو معلق در سیال روانکار مرتبط می‌باشد. پارامتر N با توجه به شدت خواص میکروپلاریته روانکار در بازه [0,1] متغیر می‌باشد. با نزدیک شدن عدد کوپلینگ به مقدار صفر ($N\to 0$) خواص میکروپلاریته روانکار تضعیف و با تمایل آن به عدد یک ($N\to 1$) ویژگی‌های میکروپلاریته روانکار تشدید و دامنه اختلافات مابین روانکار نیوتنی و میکروپلار گسترده خواهد شد. مقادیر بزرگتر عدد کوپلینگ سیال از تقویت ساختار ذرات میکرو موجود در روانکار حکایت دارند. پارامتر بی‌بعد تأثیرگذار دیگر در روابط به عنوان نماینده ویژگی‌های میکروپلاریته روانکار، طول مشخصه بی‌بعد ($l_m=\bar{C}_m/\bar{\Lambda}$) بوده و مقدار آن با توجه به تعریف، امکان تغییر در بازه $(0,\infty)$ را خواهد داشت. مقادیر بزرگ l_m به معنای عریض بودن فضای لقی و یا طول مشخصه کوچک ذرات میکرو می‌باشد. لذا رشد پارامتر طول مشخصه ($l_m\to\infty$) عاملی برای کاهش اثرگذاری پارامترهای مشخصه ذرات میکرو در ساختار کلی روانکار است [4].

با استفاده از پارامترهای بی‌بعد معرفی شده در رابطه (5)

$$\theta=\frac{\bar{x}}{\bar{R}}\ ،\ z=\frac{2\bar{z}}{\bar{L}}\ ،\ h=\frac{\bar{h}}{\bar{C}_m}\ ،\ p=\frac{\bar{p}\bar{C}_m^2}{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{R}^2}\ ،\ \tau=\bar{t}\bar{\omega} \quad (5)$$

فرم بی‌بُعد معادله رینولدز (1) مطابق رابطه (6) قابل بازنویسی است [10]:

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\psi(N,l_m,h)\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)+\left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}}\right)^2\frac{\partial}{\partial z}\left(\psi(N,l_m,h)\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\frac{\partial h}{\partial\theta}+12\frac{\partial h}{\partial\tau} \quad (6)$$

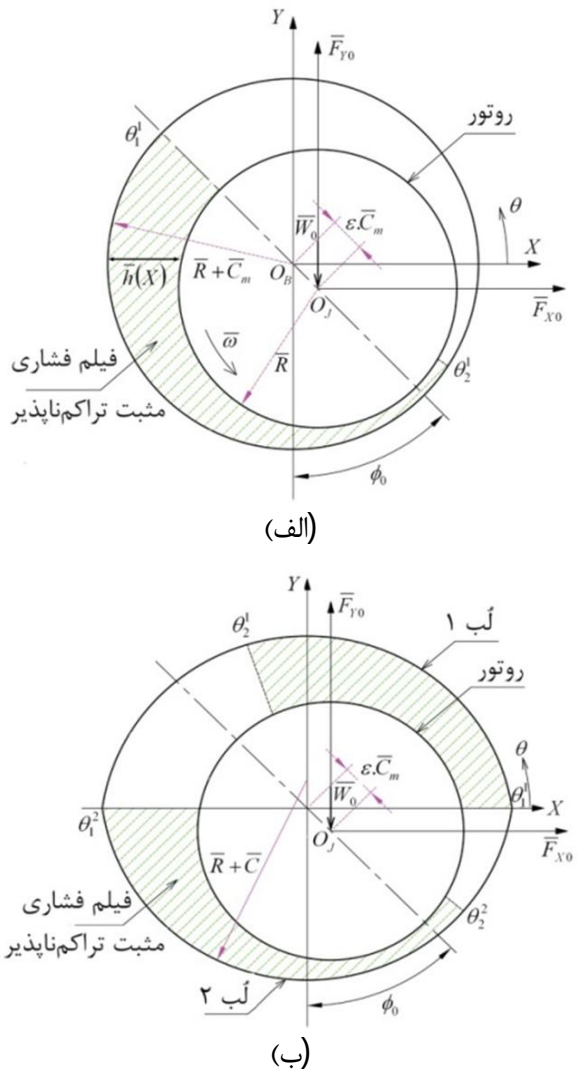
پارامتر ψ در معادله فوق مطابق رابطه (7) قابل تعریف می‌باشد.

$$\psi(N,l_m,h)=\bar{\psi}(N,\bar{\Lambda},\bar{h})/\bar{C}_m^3=h^3+12\frac{h}{l_m^2}-6\frac{Nh^2}{l_m}\coth\left(\frac{Nhl_m}{2}\right) \quad (7)$$

با توجه به هندسه یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لُب نشان داده شده در شکل 1، ضخامت بی‌بعد فیلم روانکار در هر نقطه از محیط پیرامون یاتاقان با استفاده از رابطه (8) قابل استخراج خواهد بود [6].

$$h_n=\frac{1}{\delta}-X_{J0}\cos\theta-Y_{J0}\sin\theta+\left(\frac{1}{\delta}-1\right)\cos(\theta-\theta_0^n) \quad (8)$$

که $n=1,2,\dots,N$ به شماره هر یک از لُب‌های یاتاقان اشاره دارد. در رابطه (8)، (X_{J0},Y_{J0}) و θ_0^n به ترتیب معرف مختصات مرکز روتور در موقعیت تعادل استاتیکی و زاویه خط‌المرکزین هر یک از لُب‌های یاتاقان نسبت به محور X هستند. پارامتر پیش‌بار (پریلود، δ) در رابطه فوق میزان غیرمُدوری یاتاقان را نشان داده و با توجه به تعریف آن بصورت نسبت لقی شعاعی مینیمم به لقی شعاعی متغیر در هنگام هم مرکزی یاتاقان و روتور ($\delta=\bar{C}_m/\bar{C}$)، برای



شکل 1 یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی (الف) مدور (ب) غیرمدور دو لُب

1- Galerkin Finite Element and Forth Order Runge-Kutta Methods
2- Coupling Number Galerkin Finite Element Method
3- Characteristic Length of Micropolar Fluid

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور همواره در بازه (0,1) قرار دارد. به عبارت دیگر $\delta = 1$ بیانگر تطابق مرکز لُب‌ها با مرکز هندسی یاتاقان و تغییر شکل یاتاقان غیرمدور به نوع مدور مشابه می‌باشد [7].

معادله (6) یک معادله دیفرانسیل جزئی است که برای تحلیل آن با کمک روش حل عددی اجزای محدود شرایط مرزی رابطه (9) بکار گرفته شده‌اند.

$$\bar{p}_n = 0 \quad \text{در} \quad \theta = \theta_1^n \qquad \text{(9- الف)}$$

$$\bar{p}_n = d\bar{p}_n/d\theta = 0 \quad \text{برای} \quad \theta = \theta_2^n = \theta_{cav}^n \qquad \text{(9- ب)}$$

$$\bar{p}_n = 0 \quad \text{در} \quad \bar{z} = \pm \bar{L}/2 \qquad \text{(9- ج)}$$

رابطه (9- ب) بیانگر شرط مرزی رینولدز مورد استفاده برای تعیین فیلم فشاری همگرا در هر یک از لُب‌های یاتاقان ژورنال غیرمدور می‌باشد. پارامتر θ_2^n در این رابطه مطابق شکل 1 به نقطه پایانی فیلم فشاری مثبت و آغاز ناحیه کاویتاسیون در هر یک از لُب‌های یاتاقان ژورنال غیرمدور اشاره دارد. برخلاف یاتاقان‌های ژورنال گازی که در آنها رخداد فشارهای پایین‌تر از فشار محیط امکان‌پذیر است، در یاتاقان‌های روغنی با توجه به ترکیبات روانکار و تراکم‌ناپذیری آن فرض وجود فشارهای منفی نتایج تحلیل را از حالت واقعی منحرف خواهد نمود. با توجه به اینکه مقداری هوای نامحلول در اغلب روغن‌های معدنی و صنعتی در شرایط کارکرد وجود دارد، کاهش فشار توزیعی در فیلم روانکار به زیر فشار محیط، با خروج هوای نامحلول جبران شده و فشار نهایی در نواحی مرتبط درون فضای لقی یاتاقان در حد فشار اشباع باقی خواهد ماند. از میان مدل‌های مختلف متداول جهت بررسی معادلات حاکم بر روانکاری تراکم‌ناپذیر نظیر فرض سامرفیلد، نیمه سامرفیلد و رینولدز، با توجه به موارد فوق و لزوم حفظ پیوستگی جریان در نقاط مختلف فیلم روانکار، شرط مرزی رینولدز کاراتر خواهد بود. بر اساس این فرض فشار در فیلم روانکار درون یاتاقان در نواحی همگرا مثبت بوده و در نواحی که تحلیل‌ها فشار زیر اشباع را نشان می‌دهند، به عبارت دیگر نواحی فیلم فشاری واگرا، فشار معادل صفر منظور خواهد شد. از این رو در بررسی حاضر برای تفکیک نواحی همگرا و واگرای ایجاد شده توام با رخداد پدیده کاویتاسیون، از شرط مرزی رینولدز مطابق شکل 2 استفاده می‌شود [6].

2-2- حل عددی معادله رینولدز حاکم

برای تحلیل دینامیکی غیرخطی رفتار روتور در فضای لقی یاتاقان ژورنال، موقعیت مرکز آن پس از خروج از نقطه تعادل استاتیکی با محاسبه گام به گام مؤلفه‌های نیروهای اغتشاشی وابسته به زمان در راستای محورهای مختصات و مؤلفه‌های سرعت و شتاب ناشی از آنها پیگیری می‌شود. به این منظور در ابتدا موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور در فضای یاتاقان با حل معادله (10) که با حذف اثرات زمانی از رابطه (6) بدست آمده، تعیین می‌گردد.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\right) + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}}\right)^2 \frac{\partial}{\partial z}\left(\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial p_0}{\partial z}\right) = 6\frac{\partial h_0}{\partial\theta}$$

$$\psi_0(N, l_m, h_0) = h_0^3 + 12\frac{h_0}{l_m^2} - 6\frac{Nh_0^2}{l_m}\coth\left(\frac{Nh_0 l_m}{2}\right) \qquad (10)$$

در پژوهش حاضر از روش حل عددی اجزای محدود بر پایه مدل گالرکین برای حل معادلات حاکم استفاده شده است [22]. فرم اجزای محدود معادله (10) برای تعیین توزیع فشار استاتیکی ایجاد شده در فیلم روانکار یاتاقان بصورت رابطه (11) بیان می‌گردد.

$$\iint_{A_e}\left\{\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\right) + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}}\right)^2 \frac{\partial}{\partial z}\left(\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial p_0}{\partial z}\right) - 6\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right\} N_i^e d\theta dz = 0 \qquad (11)$$

در رابطه (11)، N_i^e تابع تقریب و A_e سطح المان مورد بررسی می‌باشند. با توجه به دامنه مش‌بندی شده یاتاقان برای تعیین توزیع فشار، تابع p_0 را می‌توان به فرم رابطه (12) تقریب زد.

$$p_0{}^e = \sum_{j=1}^{n_e} N_j^e p_{0_j}(\tau) \qquad (12)$$

در رابطه فوق e به یک المان خاص، n_e تعداد گره‌های المان، N_j^e توابع شکل و p_{0_j} مقدار گرهی تابع فشار استاتیکی می‌باشند. بررسی‌ها گویای همگرایی سریع‌تر، کاهش حجم محاسبات و افزایش دقت نتایج با بکارگیری المان‌های مستطیلی خطی ایزوپارامتریک مطابق شکل 3 و توابع شکل متناسب با آنها به صورت رابطه (13) می‌باشند [13].

$$N_i(\eta, \zeta) = \frac{1}{4}(1 + \zeta\zeta_i)(1 + \eta\eta_i) \qquad (13)$$

با جایگذاری معادله (13) در رابطه (12) و ساده‌سازی روابط انتگرالی، فرم نهایی معادلات اجزای محدود روی هر المان معین از دامنه مسأله را می‌توان مطابق رابطه (14) بیان نمود.

$$[F]^e\{p\}^e + \{Q\}^e = \{V\}^e \qquad (14)$$

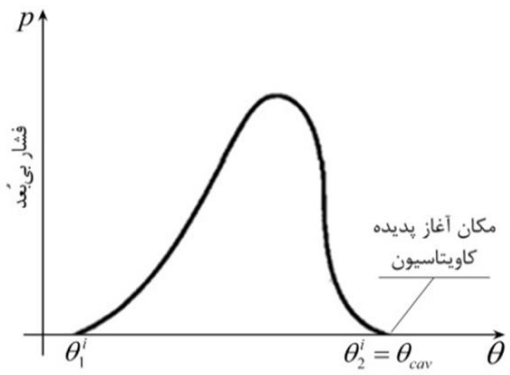
ماتریس ضرایب F و بردارهای V و Q رابطه (14) برای هر المان خاص با روابط (15)، (16) و (17) قابل تعریف می‌باشند.

$$F = \iint_{A_e}\left\{\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial N_k^e}{\partial\theta}\frac{\partial N_m^e}{\partial\theta} + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}}\right)^2\frac{\partial N_k^e}{\partial z}\frac{\partial N_m^e}{\partial z}\right)\right\} d\theta dz \qquad (15)$$

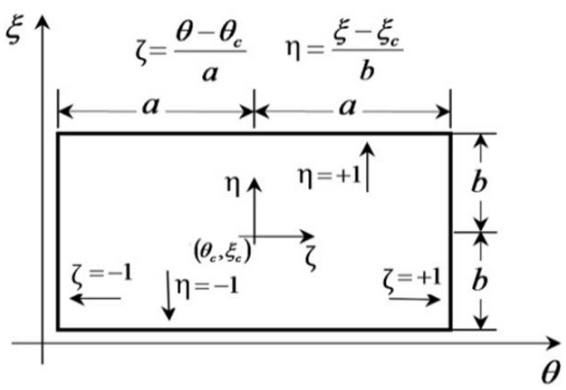
$$Q = \oint_{S_e}\left[\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial p_0{}^e}{\partial\theta} - 6h_0\right] N_k^e dz + \oint_{S_e}\left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}}\right)^2\left[\psi_0(N, l_m, h_0)\frac{\partial p_0{}^e}{\partial z}\right] N_k^e d\theta \qquad (16)$$

$$V = \iint_{A_e}\left\{6h_0\frac{\partial N_k^e}{\partial\theta}\right\} d\theta dz \qquad (17)$$

درمعادلات فوق S_e بیانگر مرزهای المان مورد بررسی می‌باشد. بازنویسی رابطه (14) برای تمامی المان‌های دامنه، معادله (18) را بدست خواهد داد:



شکل 2 توزیع فشار محیطی یاتاقان بر اساس شرط مرزی رینولدز



شکل 3 مختصات طبیعی (ς, η) المان مستطیلی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

$$[F]_{n_f\times n_f}\{p_0\}_{n_f\times 1} + \{Q\}_{n_f\times 1} = \{V\}_{n_f\times 1} \qquad (18)$$

در رابطه (18) پارامتر n_f به تعداد تمامی نقاط نمونه منتخب روی دامنه مسأله اشاره دارد. با توجه به شرایط مرزی رابطه (9) مقدار فشار حالت پایدار p_0 روی مرزهای دامنه مسأله برابر صفر می‌باشد. همچنین به علت عدم وجود مجرای تزریق و یا خروج روانکار مقدار مؤلفه‌های بردار شار Q در رابطه (16) برای تمامی نقاط نمونه داخلی دامنه مسأله برابر صفر بوده و به همین دلیل تعداد معادلات و مجهولات معادله (18) با هم برابر هستند. با حل دستگاه معادلات رابطه (18) توزیع فشار استاتیکی درون فیلم سیال روانکار یاتاقان قابل تعیین می‌باشد [14].

2-3- پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان

با تعیین توزیع فشار حالت پایدار درون فیلم روانکار، پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان نظیر قابلیت حمل بار و زاویه وضعی[1] از روابط (19)، (20) و (21) قابل محاسبه هستند [6].

$$\begin{bmatrix}F_{X0}\\F_{Y0}\end{bmatrix} = \sum_{i=1}^{L}\begin{bmatrix}F_{X0}^{i}\\F_{Y0}^{i}\end{bmatrix} = \sum_{i=1}^{L}\int_{-1}^{+1}\int_{\theta_1^i}^{\theta_2^i} p_{0i}\begin{bmatrix}\cos\theta\\ \sin\theta\end{bmatrix} d\theta dz \qquad (19)$$

کمیت‌های F_{X0} و F_{Y0} در رابطه فوق به ترتیب به مؤلفه‌های بار استاتیکی قابل حمل توسط یاتاقان در راستای محورهای مختصات X و Y اشاره دارند. برآیند کلی بار قابل حمل توسط یاتاقان عبارتست از:

$$W_0 = \frac{\bar{C}_m^2}{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{R}^3\bar{L}}\bar{W}_0 = \sqrt{F_{X0}^2 + F_{Y0}^2} \qquad (20)$$

همچنین مقدار زاویه وضعی یاتاقان با توجه به موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور از رابطه (21) محاسبه می‌شود.

$$\theta_0 = \mathrm{Arc}\tan(X_{J0}/Y_{J0}) \qquad (21)$$

2-4- تحلیل پایداری دینامیکی یاتاقان ژورنال با مدل غیرخطی

در مدل دینامیکی غیرخطی موقعیت مرکز روتور پس از خروج از نقطه تعادل استاتیکی با محاسبه گام به گام مؤلفه‌های نیروهای اغتشاشی وابسته به زمان در راستای محورهای مختصات و مؤلفه‌های سرعت و شتاب روتور ناشی از آنها پیگیری می‌شود. به این منظور در ابتدا موقعیت تعادلی مرکز روتور در فضای یاتاقان با حل معادله (10) معین می‌گردد. فرم اجزای محدود معادله (6) برای تعیین فشار دینامیکی در هر لحظه به فرم معادله (22) می‌باشد.

$$\iint_{A_e}\left\{\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\psi(N,l_m,h)\frac{\partial p}{\partial\theta}\right) + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}}\right)^2\frac{\partial}{\partial z}\left(\psi(N,l_m,h)\frac{\partial p}{\partial z}\right) - \left(6\frac{\partial h}{\partial\theta} + 12\frac{\partial h}{\partial\tau}\right)\right\}N_i^e d\theta dz = 0 \qquad (22)$$

با فرض تابع تقریب $p^e = \sum_{j=1}^{n_e} N_j^e\, p_j(\tau)$ برای مقادیر گرهی فشار وابسته به زمان و استخراج روابط اجزای محدود مربوطه و حل آنها با لحاظ شرایط مرزی رابطه (23) می‌توان به توزیع فشار دینامیکی ناشی از جابجایی اغتشاشی مرکز روتور در هر گام زمانی دست یافت.

$$p(\theta_1^i, z, \tau) = 0 \qquad \text{(23- الف)}$$

$$p(\theta_2^i, z, \tau) = \frac{\partial p}{\partial\theta}(\theta_2^i, z, \tau) = 0 \qquad \text{(23- ب)}$$

$$p(\theta, \pm 1, \tau) = 0 \qquad \text{(23- ج)}$$

1- Attitude Angle

2-5- معادلات دینامیکی حرکت روتور

جابجایی اغتشاشی مرکز روتور صُلب قرار گرفته روی تکیه‌گاه یاتاقانی مطابق شکل 4- الف در حالت دینامیکی، سبب اعمال نیروهای جدید متفاوت نسبت به حالت تعادل استاتیکی یاتاقان از سوی فیلم روانکار به روتور خواهد شد. تغییر مقدار نیروهای فیلم سیال در شرایط دینامیکی، شتاب روتور در راستای محورهای مختصات را به دنبال خواهد داشت.

با توجه به شکل 4- ب معادلات حرکت روتور در راستای محورهای مختصات X و Y در حضور نابالانسی جرمی مطابق رابطه (24) می‌باشند.

$$\bar{m}_r\frac{d^2\bar{X}}{d\bar{t}^2} = (\bar{F}_X - \bar{F}_{X0}) + \bar{m}_r\bar{\rho}\bar{\omega}^2\cos(\bar{\omega}\cdot\bar{t}) \qquad \text{(24- الف)}$$

$$\bar{m}_r\frac{d^2\bar{Y}}{d\bar{t}^2} = (\bar{F}_Y - \bar{F}_{Y0}) + \bar{m}_r\bar{\rho}\bar{\omega}^2\sin(\bar{\omega}\cdot\bar{t}) \qquad \text{(24- ب)}$$

پارامترهای $\bar{m}_r$ ، $\bar{\rho}$ و $(\bar{X},\bar{Y})$ به ترتیب به میزان جرم روتور، نابالانسی جرمی و مؤلفه‌های جابجایی اغتشاشی مرکز روتور در راستای محورهای مختصات اشاره دارند. مقادیر $(\bar{X},\bar{Y})$ در هر لحظه از رابطه (25) تعیین می‌شوند.

$$\bar{X} = \bar{X}_j - \bar{X}_{j0} \quad , \quad \bar{Y} = \bar{Y}_j - \bar{Y}_{j0} \qquad (25)$$

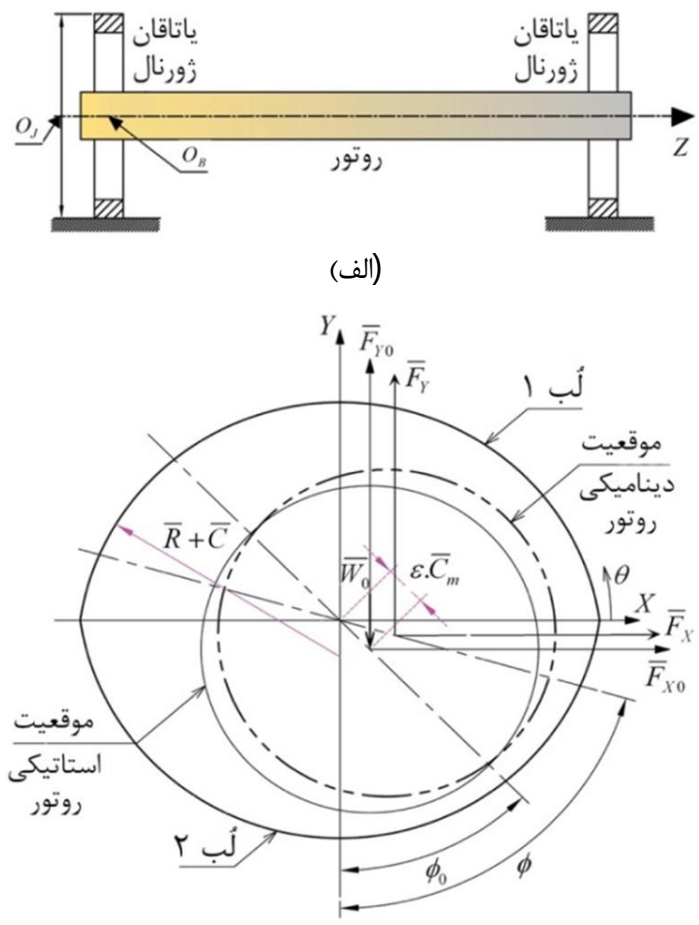
همچنین $(\bar{F}_X,\bar{F}_Y)$ و $(\bar{F}_{X0},\bar{F}_{Y0})$ به ترتیب مؤلفه‌های نیروهای دینامیکی و استاتیکی وارد بر محور ناشی از توزیع فشار ایجاد شده درون فیلم روانکار می‌باشند. مؤلفه‌های نیروی فیلم روانکار وارد بر روتور در حالت دینامیکی از رابطه (26) قابل محاسبه می‌باشند [17].

$$\begin{Bmatrix}\bar{F}_X\\ \bar{F}_Y\end{Bmatrix} = \frac{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{L}\bar{R}^3}{2\bar{C}_m^2}\begin{Bmatrix}F_X\\ F_Y\end{Bmatrix} = \iint_A p\begin{Bmatrix}\cos\theta\\ \sin\theta\end{Bmatrix} d\theta dz \qquad (26)$$

در رابطه فوق A سطح مقطع تحت فشار روتور در فضای هر یاتاقان و $p = p(X_j, Y_j, V_x, V_y, \tau)$ فشار فیلم روانکار در حالت دینامیکی می‌باشد.

با بکارگیری پارامترهای بی‌بُعد رابطه (27) در بازنویسی معادلات رابطه (24):

$$\bar{X} = \bar{C}_m X \quad , \quad \bar{Y} = \bar{C}_m Y$$
$$M = (\bar{C}_m\bar{\omega}^2/\bar{W}_0)\bar{m}_r \quad , \quad \rho = (\bar{m}_r\bar{\omega}^2/\bar{W}_0)\bar{\rho} \qquad (27)$$



شکل 4 (الف) روتور و تکیه‌گاه یاتاقانی (ب) موقعیت مرکزروتور در شرایط استاتیکی و دینامیکی در فضای لقی یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لُب

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

فرم بی‌بُعد معادلات حرکت روتور مطابق رابطه (28) حاصل می‌شود:

$$A_X = \frac{d^2X}{d\tau^2} = \frac{F_X - F_{X0}}{M} + \frac{\rho}{M}\cos(\tau) \quad \text{(28- الف)}$$

$$A_Y = \frac{d^2Y}{d\tau^2} = \frac{F_Y - F_{Y0}}{M} + \frac{\rho}{M}\sin(\tau) \quad \text{(28- ب)}$$

با معرفی متغیرهای رابطه (29)

$$S_1 = X \;،\; S_2 = Y \;،\; S_3 = V_X \;،\; S_4 = V_Y \quad (29)$$

می‌توان معادلات فوق را همانند رابطه (30) به حوزه فضای حالت انتقال داد.

$$\frac{dS_1}{d\tau} = S_3 \quad \text{(30- الف)}$$

$$\frac{dS_2}{d\tau} = S_4 \quad \text{(30- ب)}$$

$$\frac{dS_3}{d\tau} = \frac{F_X - F_{X0}}{M} + \frac{\rho}{M}\cos(\tau) \quad \text{(30- ج)}$$

$$\frac{dS_4}{d\tau} = \frac{F_Y - F_{Y0}}{M} + \frac{\rho}{M}\sin(\tau) \quad \text{(30- د)}$$

معادلات (22) و (30) نمایشگر یک سیستم دینامیکی غیرخطی هستند که شکل کلی معادلات آن به فرم عبارات رابطه (31) قابل بیان می‌باشند:

$$\frac{dS_i}{d\tau} = f_i(p, S_1, S_2, S_3, S_4, \tau) \;،\; i = 1,2,3,4 \quad \text{(31- الف)}$$

$$p_i = g_i(S_1, S_2, S_3, S_4, \tau) \;،\; i = 1,2,\dots,n_f \quad \text{(31- ب)}$$

مسیر تحلیل دینامیکی غیرخطی یاتاقان با تعیین نقطه تعادل استاتیکی آغاز شده و پارامترهای ورودی مورد نیاز حل دینامیکی از خروجی تحلیل استاتیکی مهیا می‌شوند. بنابراین در ابتدا معادله رینولدز حاکم، در حالت استاتیکی مورد بررسی قرار گرفته و پارامترهای (X_{J0}, Y_{J0}) و p_0 جهت استفاده در تحلیل دینامیکی استخراج می‌شوند [14]. در آغاز حل دینامیکی غیرخطی یاتاقان مؤلفه‌های سرعت اولیه مرکز روتور و بارهای اغتشاشی خارجی در راستای محورهای مختصات برابر صفر فرض شده‌اند. همچنین اثرات زمانی در انتگرال‌گیری عددی معادلات (31- الف) و (31- ب) با استفاده از روش رانگ-کوتای مرتبه چهار[1] لحاظ می‌شوند. با بکارگیری این روش محاسبه مقادیر مؤلفه‌های جدید شتاب، سرعت و جابجایی مرکز روتور در هر گام زمانی امکان‌پذیر می‌باشد. نتایج حاصل از تحلیل معادلات دینامیکی در هر گام زمانی به عنوان پارامتر ورودی و شرط اولیه گام زمانی بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین موقعیت مرکز روتور در هر گام برای تعیین ضخامت فیلم روانکار و توزیع فشار جدید بکار گرفته شده و محاسبه بزرگی نیروهای دینامیکی در هر مرحله توسط رابطه (26) انجام می‌شود.

3- بررسی عددی

در پژوهش حاضر تأثیر تغییر میزان نابالانسی جرمی روتور بر پاسخ دینامیکی غیرخطی سیستم دوار شامل روتور صُلب و یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکروپلار ارزیابی شده است. به علت غیرخطی بودن نیروهای فیلم روانکار، رفتار سیستم با استفاده از روش حل عددی اجزای محدود تحلیل شده است. همچنین در حل معادلات فضای حالت به کمک روش رانگ-کوتای مرتبه 4، بازه زمانی $\Delta\bar{t} = \pi/300$ جهت همگرایی به نتایج دقیق از حل زمانی مسأله بکار گرفته شده‌است.

موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور در تمام مراحل حل بر پایه فرض عمود بودن بار خارجی وارده بر روتور همانند شکل 1 و با بکارگیری روش تکرار ژاکوبی معین می‌شود. همچنین با توجه به استفاده از شرط مرزی رینولدز در استخراج توزیع فشارهای استاتیکی و دینامیکی از معادلات (10) و (22)، از روش تکرار برای تعیین محل آغاز پدیده کاویتاسیون در هر یک از لُب‌های یاتاقان با توجه به موقعیت روتور استفاده می‌شود. شرط همگرایی فرآیند تکرار در نقاط انتهایی فیلم فشاری مثبت روی دامنه مسأله بصورت $\partial p/\partial\theta \leq 0/00001$ انتخاب شده است.

تعداد 500000 داده اولیه مربوط به سری‌های زمانی حاصل از حل عددی مسأله برای حصول به شرایط پایدار دینامیکی صرف‌نظر شده‌اند. نتایج حاصل از بررسی‌ها مسیر حرکت اوربیتالی مرکز روتور در هر حالت را بدست می‌دهند. این داده‌ها در ادامه برای ترسیم نمودارهای طیف توانی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام دوشاخه‌گی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

همچنین در بررسی حاضر از تبدیل فوریه سریع[2] برای تعیین طیف توانی مرکز روتور در جهت محورهای مختصات استفاده شده است. برای ایجاد نگاشت پوانکاره، یک مقطع پوانکاره مربوط به برش عرضی مسیر حرکت مرکز روتور در حالت دینامیکی بررسی گردیده است. هر نقطه از این مقطع عرضی، خروجی گزارش شده از سری‌های زمانی در یک بازه زمانی ثابت (T) می‌باشد. این بازه زمانی برابر دوره تناوب مشتق شده از نیروهای محرک در سیستم‌های خودگردان است. تصویر مقطع پوانکاره در صفحه $X - Z$ با نگاشت پوانکاره سیستم دینامیکی مرتبط خواهد بود. از آنجا که دیاگرام دوشاخه‌گی ابزاری مناسب برای مشاهده رفتار سیستم‌های دینامیکی غیرخطی می‌باشد، در بررسی حاضر مکان نقاط روی نمودار پوانکاره به ازای مقادیر مختلف نابالانسی جرمی روتور در بازه‌های زمانی ثابت به صورت همزمان روی این دیاگرام به نمایش درآمده و با هم مقایسه شده‌اند.

4- بحث و بررسی پیرامون نتایج

پارامترهای مشخصه منتخب برای سیستم دینامیکی مورد بررسی شامل یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب، روتور صُلب و سیال روانکار تراکم‌ناپذیر میکروپلار در جدول 1 ارائه گردیده‌اند.

همچنین شرایط اولیه مؤلفه‌های جابجایی و سرعت اغتشاشی مرکز روتور در راستای محورهای مختصات مطابق رابطه (32) تعریف شده‌اند.

$$X_{J0} = 0.1 \;،\; Y_{J0} = -0.1 \;،\; V_{X0} = 0.0 \;،\; V_{Y0} = 0.0 \quad (32)$$

در ادامه، بررسی صحت عملکرد برنامه‌های رایانه‌ای آماده شده برای تحلیل استاتیکی و دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی مدور و غیرمدور دولُب با روانکار تراکم‌ناپذیر، با مقایسه نتایج حاصل از پژوهش حاضر و داده‌های موجود در مراجع انجام گرفته است.

مقایسه نتایج برای قابلیت حمل بار یاتاقان (W_0) و زاویه وضعی (θ_0) متناظر با آن در شرایط پایدار از پژوهش حاضر و مراجع در جدول 2، از دقت مناسب برنامه در محاسبه پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های

جدول 1 پارامترهای اصلی استفاده شده در تحلیل یاتاقان

پارامتر	تعریف	مقدار	واحد
$\bar{\mu}$	ویسکوزیته روانکار روغنی	$6/5\times10^{-2}$	Pa.s
$\bar{\rho}_f$	چگالی سیال روانکار	868	kg/m^3
$\bar{R}$	شعاع محور	0/075	m
$\bar{C}_m$	لقی شعاعی کمینه	375×10^{-6}	m
$\bar{\omega}$	سرعت چرخش روتور	5000	rpm
$\bar{L}$	طول یاتاقان	0/150	m

1- Fourth Order Runge-Kutta Method

2- Fast Fourier Transform (FFT)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]

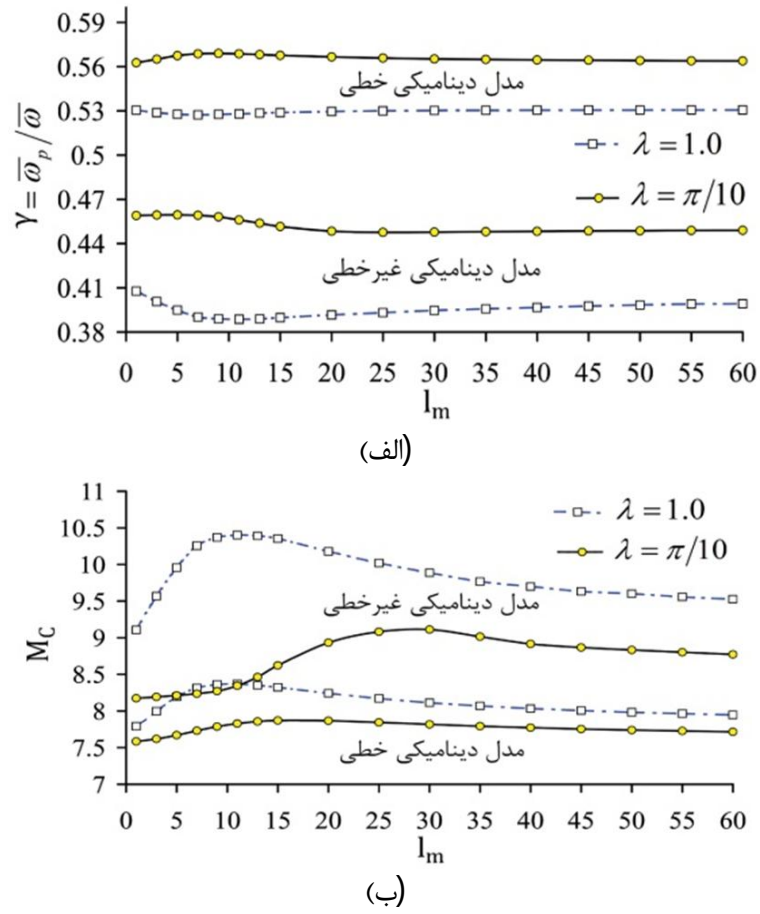
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

ژورنال حکایت دارد. همچنین در شکل 5 مقادیر نسبت فرکانس چرخش گردابی ($\gamma = \overline{\omega}_P/\overline{\omega}$)، به عبارت دیگر نسبت فرکانس نوسانات اغتشاشی مرکز روتور حول نقطه تعادل استاتیکی به فرکانس چرخش روتور حول محور طولی خود در فضای یاتاقان و پارامتر جرم بحرانی روتور متناظر با آن (M_C)، در آستانه تغییر نوع رفتار دینامیکی مرکز روتور از نوسانات بازگشتی به موقعیت تعادل استاتیکی به نوسانات واگرا شونده مطابق شکل 6- ب، بر پایه مدل تحلیلی دینامیکی غیرخطی ارائه شده‌اند.

مقایسه نمودارهای شکل 5 با نتایج مشابه از مرجع [10] بیانگر اختلاف اندک آنها بوده و عملکرد صحیح برنامه تدوین شده طی پژوهش حاضر برای تحلیل پایداری دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال را تائید می‌کند. در شکل 6 انواع رفتارهای دینامیکی محتمل برای حرکت روتور در فضای یاتاقان ژورنال مدور پس از اعمال اغتشاشات خارجی در غیاب اثرات نابالانسی جرمی، شامل نوسانات همگرا به نقطه تعادل استاتیکی، حرکت هارمونیک با دامنه محدود، نوسانات واگرای محدود شونده و نوسانات منجر به برخورد روتور و پوسته یاتاقان با افزایش جرم روتور ارائه شده‌اند.

جدول 2 تأثیر میزان خروج از مرکزی روتور بر قابلیت حمل بار و زاویه وضعی یاتاقان ژورنال مدور، $\lambda = 1.0$، $N^2 = 0.5$، $l_m = 9$

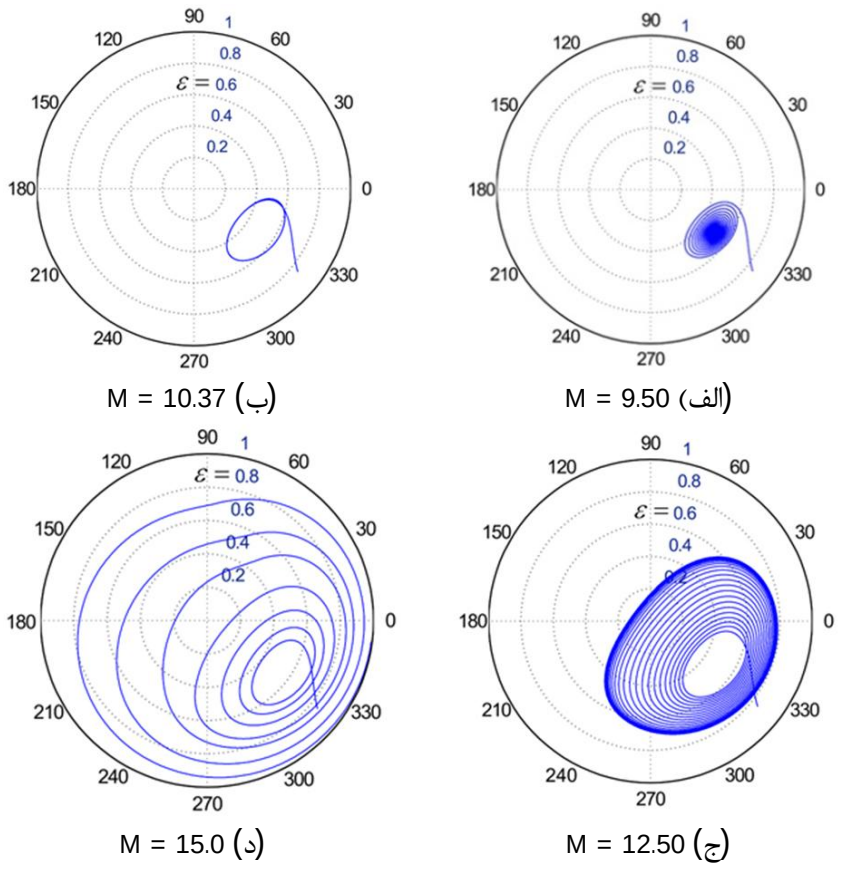
ε	FEM		GDQ [6] [1]	
	W_0	θ_0	W_0	θ_0
0/2	0/747	72/93	0/753	72/92
0/4	1/859	60/83	1/871	60/81
0/6	4/185	47/27	4/212	48/24
0/8	12/22	34/08	12/34	33/99



(الف)

(ب)

شکل 5 اثر تغییر میزان نسبت منظری یاتاقان ($\lambda = \overline{L}/\overline{D}$) بر الف) نسبت فرکانس چرخش گردابی ($\gamma = \overline{\omega}_P/\overline{\omega}$) و ب) جرم بحرانی روتور (M_C) به ازای مقادیر مختلف طول مشخصه بی‌بُعد روانکار میکروپلار (l_m) یاتاقان ژورنال مدور، $\varepsilon = 0.5$ ، $N^2 = 0.5$



M = 9.50 (الف)

M = 10.37 (ب)

M = 12.50 (ج)

M = 15.0 (د)

شکل 6 رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال مدور در مقادیر مختلف جرم روتور، $\varepsilon = 0.5$ ، $N^2 = 0.5$ ، $l_m = 9$ ، $\lambda = 1$ الف) نوسانات همگرا به موقعیت تعادل ب) نوسانات با سیکل محدود ج) نوسانات واگرا د) نوسانات واگرای منجر به برخورد

جدول 3 تأثیر پارامترهای مشخصه روانکار میکروپلار بر عملکرد دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال روغنی غیرمدور دو لُب، $\lambda = 1.0$ ، $\delta = 0.6$، $\varepsilon = 0.5$

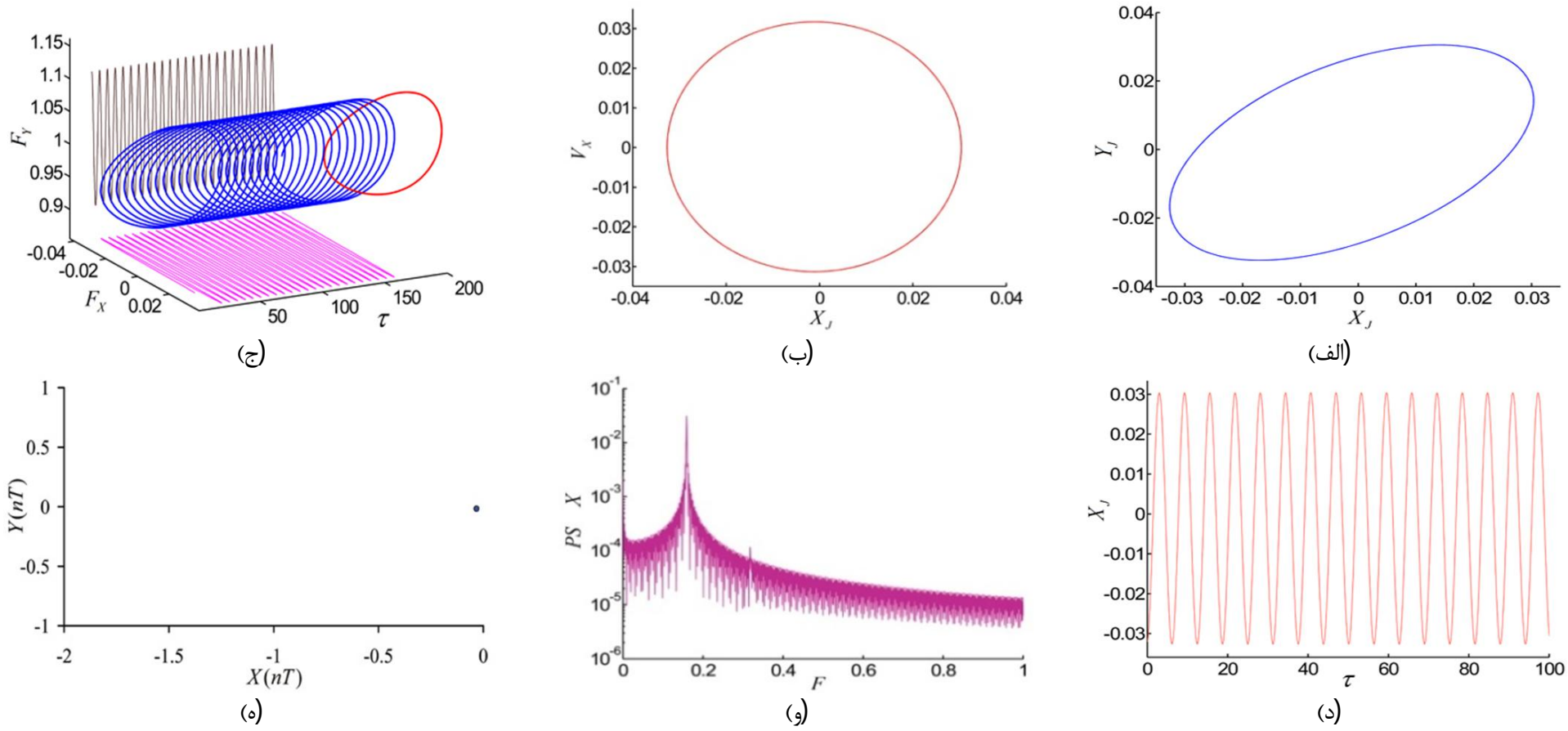
N^2	پارامتر	l_m				
		1	3	7	12	30
نیوتنی	γ	0/4384	0/4384	0/4384	0/4384	0/4384
	M_C	13/805	13/805	13/805	13/805	13/805
0/2	γ	0/4382	0/4371	0/4345	0/4337	0/4353
	M_C	13/809	13/916	14/175	14/306	14/174
0/4	γ	0/4375	0/4326	0/4273	0/4283	0/4334
	M_C	13/876	14/339	14/978	14/971	14/422
0/6	γ	0/4354	0/4234	0/4178	0/4230	0/4319
	M_C	14/064	15/278	16/141	15/674	14/629
0/8	γ	0/4289	0/4034	0/4045	0/4172	0/4304
	M_C	14/659	17/542	17/859	16/443	14/817

پس از بررسی صحت عملکرد برنامه‌های تدوین شده برای ارزیابی عملکرد استاتیکی و دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های مدور، برنامه‌های رایانه‌ای به حوزه روانکاری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با سیال میکروپلار تعمیم داده شده‌اند. در جدول 3 نتایج حاصل از تأثیر تغییرات خواص میکروپلاریته سیال روانکار، بر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دولُب در قالب پارامترهای جرم بحرانی (M_C) و نسبت فرکانس چرخش گردابی (γ)، به ازای رفتار پریودیکی روتور با سیکل محدود مطابق شکل 6- ب، ارائه گردیده‌اند. نتایج جدول 3 از ارتقای پایداری دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال دولُب در قالب افزایش پارامتر جرم بحرانی و کاهش نسبت فرکانس چرخش گردابی با تقویت خواص میکروپلاریته سیال روانکار حکایت دارد. ارتقای خواص میکروپلاریته سیال روانکار افزایش لزجت معادل سیال را به دنبال داشته و سبب بهبود مؤلفه‌های سختی و میرایی معادل فیلم روانکار خواهد شد. این امر در نهایت به تقویت پایداری دینامیکی مجموعه روتور و یاتاقان مطابق نتایج جدول 3 منجر می‌شود.

1- Generalized Differential Quadrature (GDQ) Method

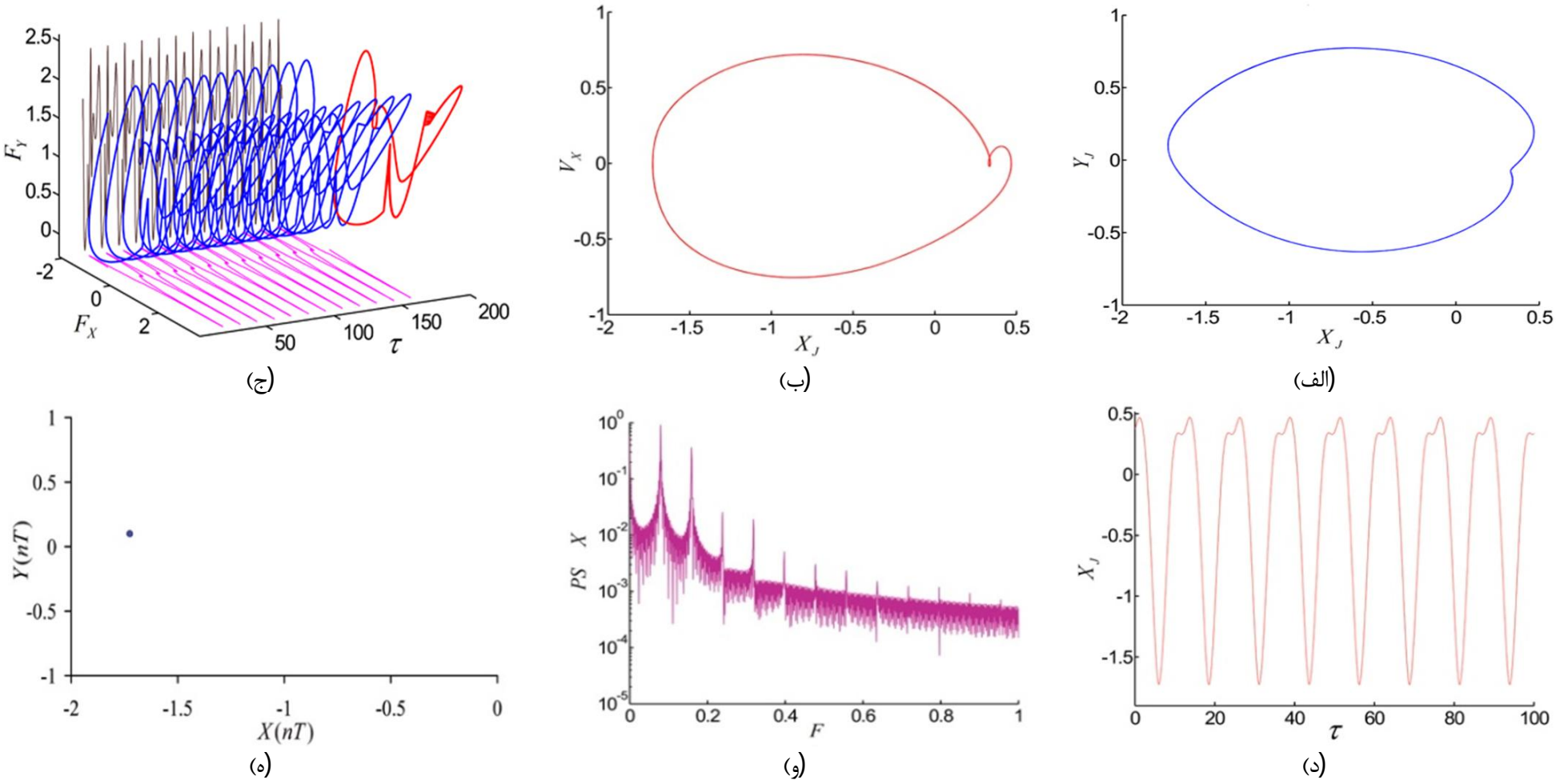
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

حالت (1): یاتاقان ژورنال غیرمُدور دو لُب، $\delta = 0.60$، $\lambda = 1$ ، $W_0 = 1$، $N^2 = 0.5$، $l_m = 20$، $M = 10$، $\bar{\rho} = 0.00001$ (m)



شکل 7 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور در جهت محورهای مختصات X و Y (ب) تصویر فاز (سرعت) مرکز روتور بر حسب مؤلفه X جابجایی (ج) تغییرات مؤلفه‌های نیروی دینامیکی در راستای محورهای مختصات بر حسب زمان بی‌بُعد (د) سری زمانی مؤلفه X جابجایی مرکز روتور (و) طیف توانی مؤلفه X[1] جابجایی مرکز روتور بر حسب فرکانس بی‌بُعد (ه) نگاشت پوانکاره

حالت (2): یاتاقان ژورنال غیرمُدور دو لُب، $\delta = 0.60$، $\lambda = 1$ ، $W_0 = 1$، $N^2 = 0.5$، $l_m = 20$، $M = 10$، $\bar{\rho} = 0.00011$ (m)



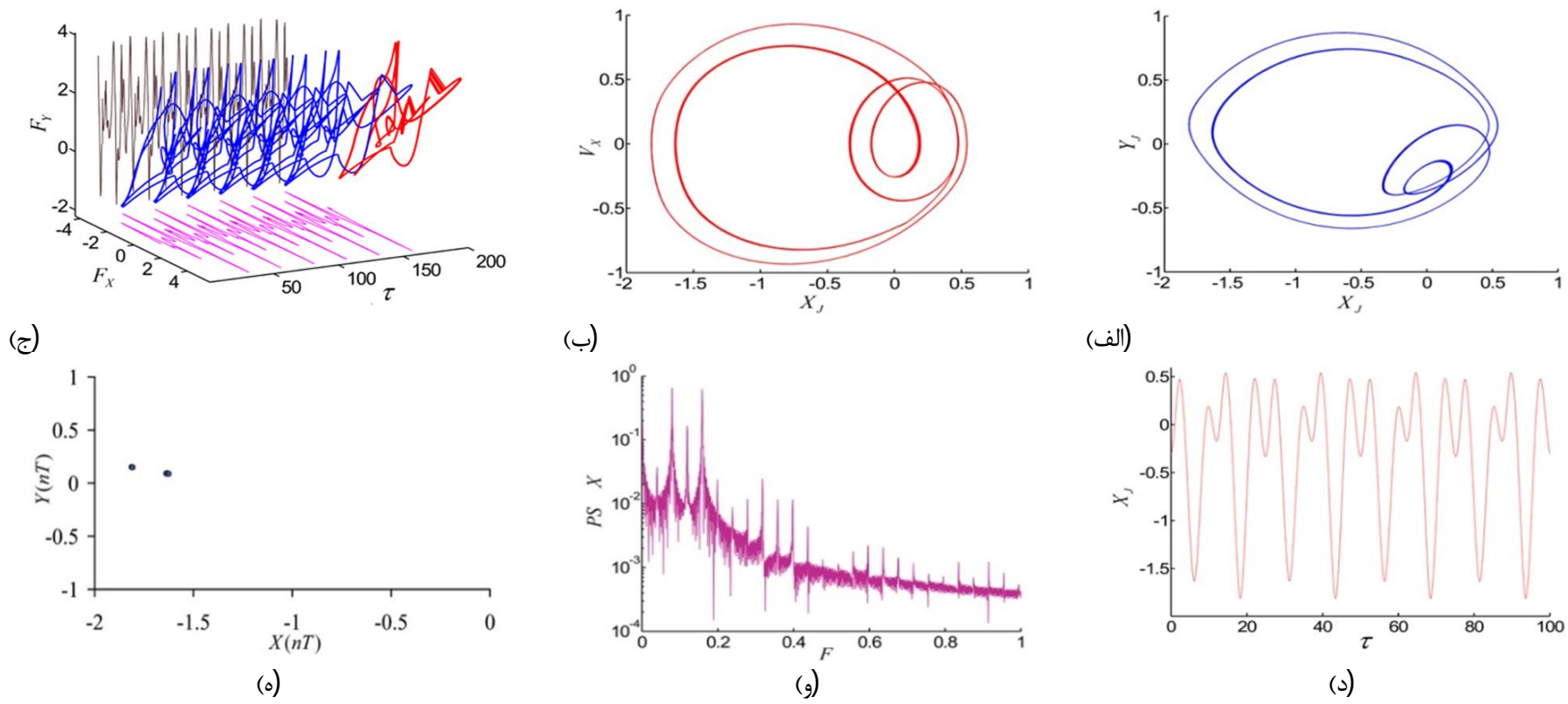
شکل 8 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور (ب) تصویر فاز مرکز روتور (ج) مؤلفه‌های نیروی دینامیکی (د) سری زمانی حرکت مرکز روتور (و) طیف توانی (ه) نگاشت پوانکاره

1- Power Spectrumof X (PS X)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]

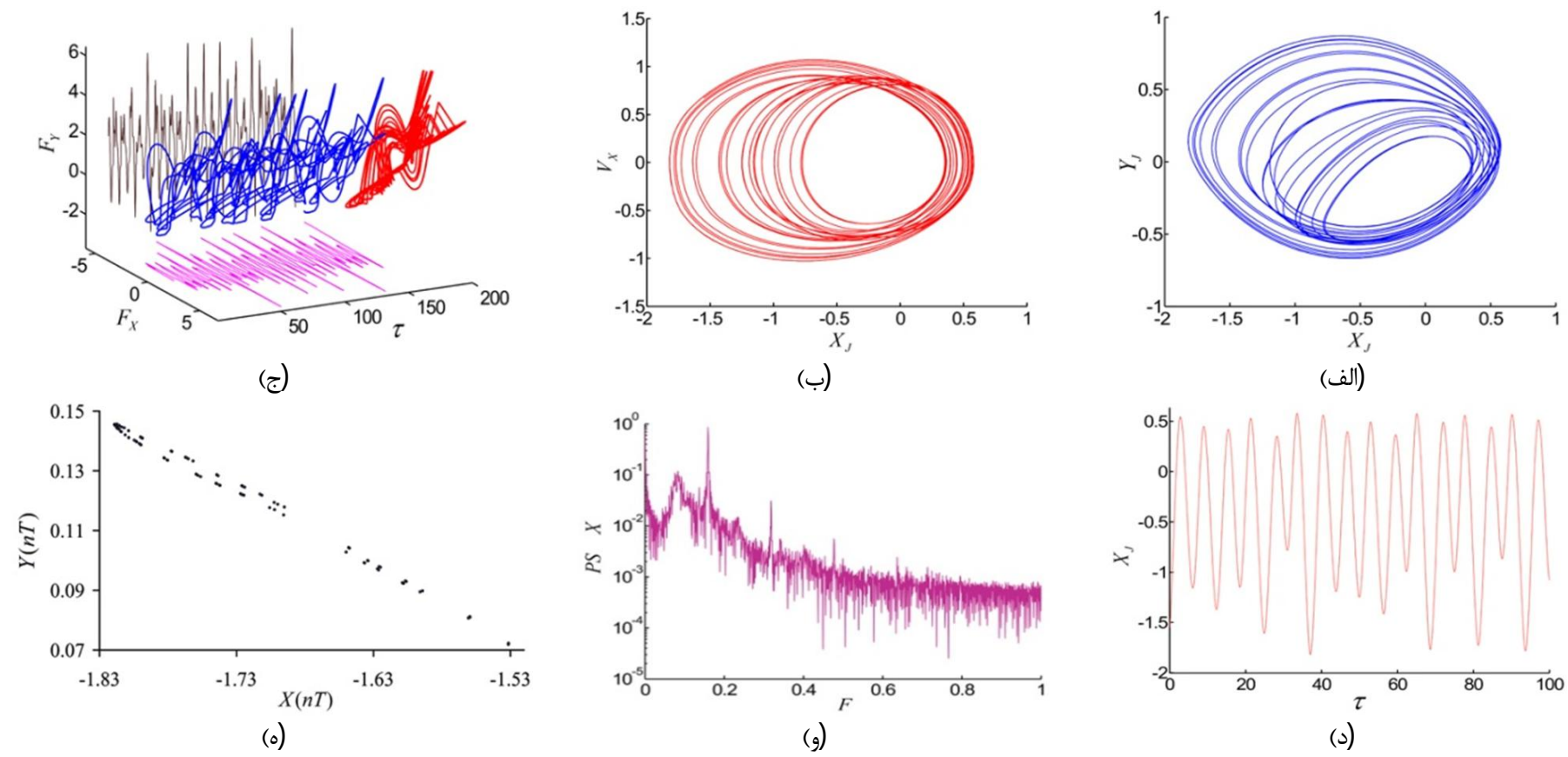
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

حالت (3): یاتاقان ژورنال غیرمُدور دو لُب، $\delta = 0.60$، $\lambda = 1$ ، $W_0 = 1$، $N^2 = 0.5$، $l_m = 20$، $M = 10$، $\bar{\rho} = 0.00018$ (m)



شکل 9 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور (ب) تصویر فاز مرکز روتور (ج) مؤلفه‌های نیروی دینامیکی (د) سری زمانی حرکت مرکز روتور (و) طیف توانی (ه) نگاشت پوانکاره

حالت (4): یاتاقان ژورنال غیرمُدور دو لُب، $\delta = 0.60$، $\lambda = 1$ ، $W_0 = 1$، $N^2 = 0.5$، $l_m = 20$، $M = 10$، $\bar{\rho} = 0.00024$ (m)



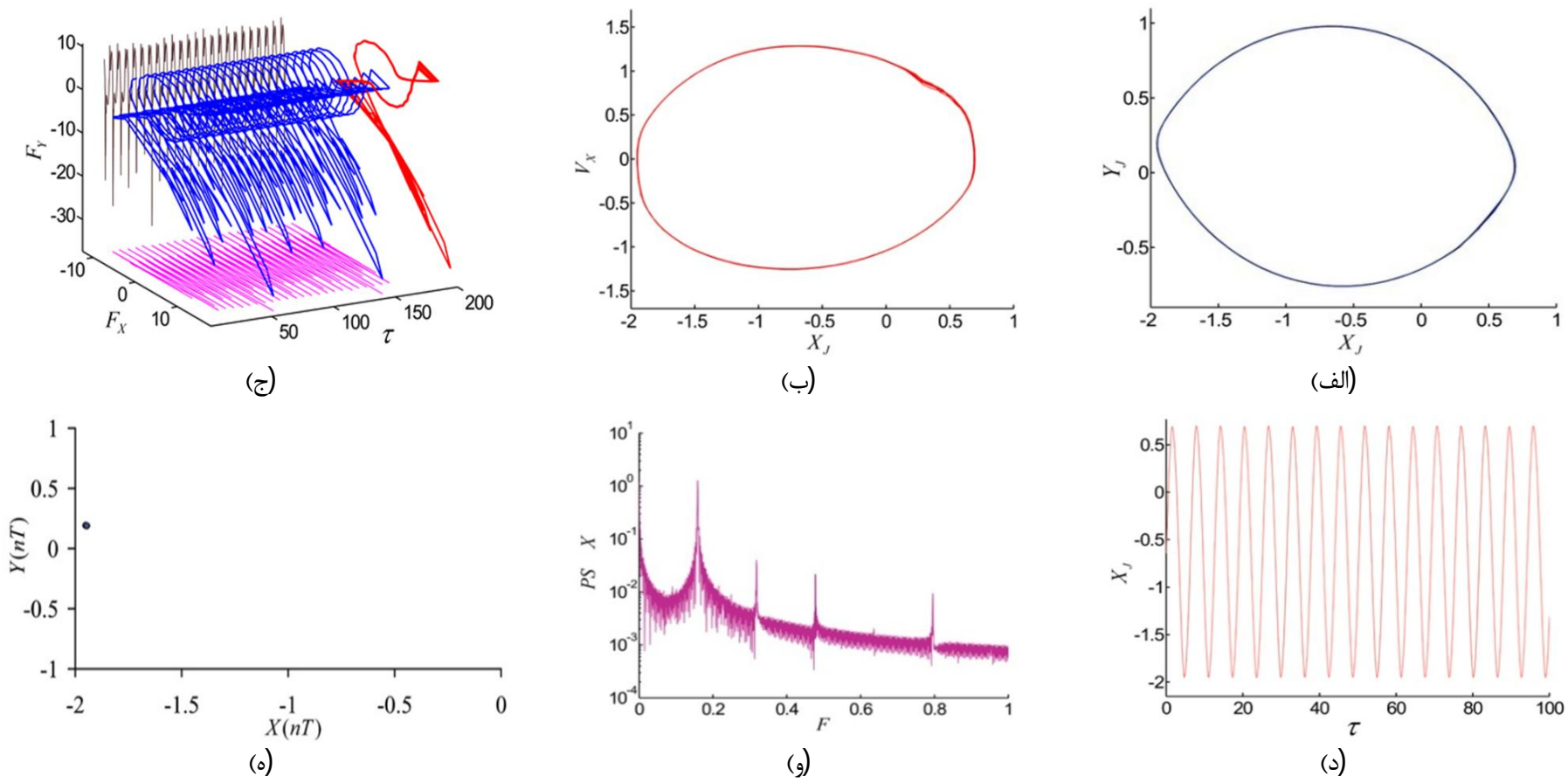
شکل 10 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور (ب) تصویر فاز مرکز روتور (ج) مؤلفه‌های نیروی دینامیکی (د) سری زمانی حرکت مرکز روتور (و) طیف توانی (ه) نگاشت پوانکاره

در ادامه تأثیر میزان نابالانسی جرمی روتور ($\bar{\rho}$) بر رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم دوار شامل روتور صُلب و تکیه‌گاه‌های یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لُب برای چندین مقدار خاص، در شکل‌های 7 تا 11 با استفاده از نمودارهای مسیر دینامیکی و سرعت مرکز روتور در جهت هر یک از محورهای مختصات، مؤلفه‌های نیروهای دینامیکی اغتشاشی وارد بر روتور، سری زمانی مؤلفه‌های جابجایی، طیف توانی نوسانات در حوزه فرکانس و نگاشت پوانکاره مورد بررسی قرار گرفته است.

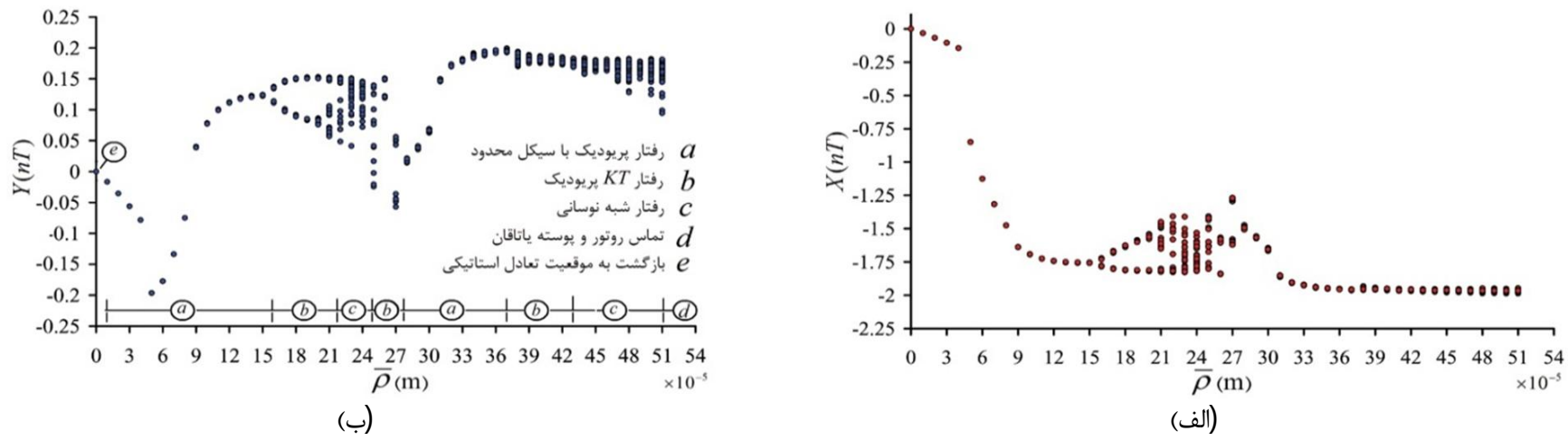
بخش‌های مختلف شکل 7 بروز رفتار پریودیکی با دامنه محدود در صورت برابری میزان نابالانسی جرمی روتور ($\bar{\rho}$) با مقدار 0/00001 متر را تأیید می‌کنند. همچنین مشاهده یک حلقه بسته روی نمودار موقعیت دینامیکی مرکز روتور (شکل 7- الف) و سرعت آن (شکل 7- ب) بیانگر رفتار پریودیکی سیستم هستند. این نوع رفتار از تغییرات نوسانی محدود و منظم نیروهای دینامیکی اعمالی به روتور همانند شکل 7- ج ناشی می‌شود. دامنه یکسان سیکل‌های متوالی تغییرات مؤلفه X جابجایی دینامیکی مرکز روتور (شکل 7- د) نیز مؤید رفتار پریودیک سیستم در این حالت می‌باشد. شکل 7- و بزرگی دامنه طیف توانی حاصل از انتقال سری زمانی شکل 7- د از حوزه زمان به فرکانس با بکارگیری تبدیل فوریه را نشان می‌دهد. بکارگیری طیف توانی و بررسی رفتار هارمونیک ایجاد شده در حوزه فرکانس امکان شناخت مناسب نوع نوسانات اغتشاشی در حال وقوع و فرکانس‌های غالب تشدید کننده آنها را فراهم می‌آورد.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

حالت (5): یاتاقان ژورنال غیرمُدور دو لُب، $\delta = 0.60$، $\lambda = 1$ ، $W_0 = 1$، $N^2 = 0.5$، $l_m = 20$، $M = 10$، $\bar{\rho} = 0.00035$ (m)



شکل 11 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور (ب) تصویر فاز مرکز روتور (ج) مؤلفه‌های نیروی دینامیکی (د) سری زمانی حرکت مرکز روتور (و) طیف توانی (ه) نگاشت پوانکاره



شکل 12 دیاگرام دوشاخه‌گی مؤلفه‌های جابجایی مرکز روتور در جهت الف) محور X و ب) محور Y بر حسب تغییرات میزان نابالانسی جرمی روتور ($\bar{\rho}$)
یاتاقان ژورنال غیر مُدور دو لُب، $\lambda = 1.0$، $W_0 = 1.0$، $N^2 = 0.5$، $M = 10$، $l_m = 20$ ، $\delta = 0.60$

همچنین نتایج نمودار طیف توانی در مقادیر متفاوت میزان نابالانسی جرمی روتور می‌تواند به عنوان مرجع مناسب برای عیب‌یابی سیستم دوار به کمک آنالیز ارتعاشات روتور، استفاده شود. در شکل 7- و به علت حرکت پریودیکی روتور با فرکانس معین تنها یک قله روی نمودار دیده می‌شود. در حالی‌که برای قسمت‌های مشابه در شکل‌های 8 تا 11 به علت ترکیبی بودن نوسانات، قله‌های متعددی روی نمودارهای طیف توانی قابل رویت می‌باشد. در شکل 7- ه تصویر نگاشت پوانکاره حاصل عبور یک صفحه فرضی از مقطع عرضی نمودار مسیر دینامیکی روتور نمایش داده شده‌است. وجود یک نقطه تلاقی مابین مسیر عبوری مرکز روتور و صفحه نگاشت، از پریودیکی بودن رفتار دینامیکی روتور به ازای (m) 0/00001= $\bar{\rho}$ حکایت دارد. با افزایش میزان نابالانسی جرمی روتور نوع رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم همانند شکل‌های 8 تا 11 دستخوش تغییراتی خواهد شد. شکل 8 موید بروز رفتار پریودیکی روتور به ازای (m) 0/00011= $\bar{\rho}$ است. بروز رفتارهای KT پریودیکی نظیر پاسخ 2T پریودیکی شکل 9 به ازای (m) 0/00018= $\bar{\rho}$، و شبه نوسانی با نگاشت پوانکاره حلقه بسته و محدود همانند شکل 10 در (m) 0/00024= $\bar{\rho}$ از دیگر رفتارهای قابل رخداد با افزایش میزان نابالانسی جرمی روتور می‌باشند. با مقایسه بخش (الف) شکل‌های 7 تا 11، افزایش دامنه جابجایی‌های اغتشاشی مرکز روتور با افزایش میزان نابالانسی به وضوح قابل رویت می‌باشد. علت این امر رشد نیروهای دینامیکی اغتشاشی تحمیلی از فیلم سیال روانکار بر روتور مطابق بخش (ج) شکل‌های اشاره شده می‌باشد. با توجه به فرض ثبات خواص میکروپلاریته روانکار، با افزایش نابالانسی جرمی روتور، مؤلفه‌های سختی و میرایی معادل روانکار در مقابل نوسانات روتور تضعیف شده و به تبع آن دامنه جابجایی‌های اغتشاشی مرکز روتور توسعه خواهد یافت. همچنین افزایش میزان نابالانسی جرمی روتور مطابق بخش (و) اشکال 8 تا 11، تعدد فرکانس‌های تشدید کننده نوسانات سیستم به عنوان مشخصه تضعیف مؤلفه‌های پایداری یاتاقان را در پی خواهد داشت. با توجه به رشد مؤلفه‌های سرعت اغتشاشی مرکز روتور در جهت محورهای مختصات مطابق بخش ب شکل‌های مورد ارزیابی، مقادیر نسبت فرکانس چرخش گردابی روتور (γ) با توجه به ثابت بودن سرعت زاویه‌ای چرخش روتور حول محور طولی خود، روندی افزایشی را توام با رشد میزان نابالانسی جرمی تجربه خواهند کرد که این عامل نیز از تضعیف توانمندی یاتاقان در حفظ شرایط پایداری دینامیکی حکایت دارد.

به منظور ارزیابی دقیق و کامل‌تر رفتار دینامیکی غیرخطی مجموعه روتور و یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لُب تا قبل از وقوع پدیده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

برخورد و سایش، تصویر نگاشت پوانکاره حرکت روتور در مقادیر مختلف میزان نابالانسی جرمی روتور بصورت همزمان بر روی دیاگرام انشعابی شکل 12 ارائه شده‌اند. با توجه به شکل‌های 12- الف و ب، نوع پاسخ دینامیکی سیستم در شرایط مختلف قبل از برخورد به وضوح قابل رویت می‌باشد. در غیاب نابالانسی ($\bar{\rho}$ =0) نوسانات بازگشتی به نقطه تعادل استاتیکی، برای 0/00001 ≤ $\bar{\rho}$ < 0/00016 رفتار پریودیکی با دوره تناوب مشخص، در بازه 0/00016 ≤ $\bar{\rho}$ ≤0/00022 رفتارهای KT پریودیکی با فرکانس‌های متفاوت و برای 0/00022 < $\bar{\rho}$ ≤0/00025 رفتارهای شبه نوسانی مشاهده می‌گردد. همچنین با افزایش بیشتر مقدار نابالانسی برای 0/00025 < $\bar{\rho}$ ≤0/00051 مجدداً رفتارهای اغتشاشی پریودیکی محدود شونده نظیر شکل 11، KT پریودیکی و شبه نوسانی قابل رویت بوده و برای مقادیر بزرگتر نابالانسی جرمی روتور ($\bar{\rho}$ >0/00051)، پدیده برخورد بین روتور و پوسته یاتاقان رخ خواهد داد. بررسی انجام شده امکان شناخت رفتار دینامیکی مجموعه تکیه‌گاهی شامل روتور صُلب و یاتاقان ژورنال دولُب با روانکار میکروپلار در قبال اثرات نابالانسی جرمی روتور را فراهم نموده و می‌تواند به عنوان راهنمایی مناسب در طراحی و عیب‌یابی سیستم‌های دوار به منظور پیشگیری از بروز شرایط کنترلی دشوار مورد استفاده قرار گیرد.

5- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر اثر میزان نابالانسی جرمی روتور بر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکروپلار بررسی گردیده است. به این منظور پس از اصلاح معادله رینولدز حاکم بر روانکاری و استخراج معادلات دینامیکی حرکت روتور، روش‌های حل عددی اجزای محدود و رانگ-کوتا برای ارزیابی آنها در شرایط پایدار و دینامیکی بکار گرفته شده‌اند. همچنین برای امکان مقایسه بهتر تأثیر میزان نابالانسی بر رفتار دینامیکی مجموعه در شرایط مختلف، نتایج حاصل از تحلیل توسط نمودارهای مسیر دینامیکی، تصویر فاز، نیروهای دینامیکی، سری زمانی، طیف توانی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام دوشاخه‌گی ارائه گردیده‌اند. با بررسی نتایج موارد ذیل قابل استنباط می‌باشند:

1) تقویت خواص میکروپلاریته سیال روانکار توام با افزایش عدد کوپلینگ (N) و کاهش طول مشخصه بی‌بُعد (l_m)، ارتقاء پایداری دینامیکی غیرخطی یاتاقان‌های ژورنال دولُب به صورت افزایش جرم بحرانی (M_C) و کاهش نسبت فرکانس چرخش گردابی (γ) را به دنبال خواهد داشت.

2) افزایش نابالانسی جرمی روتور قابلیت پایداری دینامیکی یاتاقان ژورنال دولُب در مقابل اغتشاشات احتمالی را تضعیف می‌نماید. به نحوی که مطابق دیاگرام انشعابی ارائه شده، رفتار دینامیکی از حالت نوسانات بازگشتی به موقعیت تعادل استاتیکی در غیاب نابالانسی جرمی، جای خود را به رفتارهای پریودیکی، KT پریودیکی، شبه نوسانی و نوسانات واگرای منجر به برخورد و سایش مابین روتور و پوسته یاتاقان در مقادیر مختلف نابالانسی خواهد داد.

3) نتایج حاصل از تحلیل دینامیکی غیرخطی انجام شده می‌تواند به عنوان مرجعی مناسب در انتخاب پارامترهای طراحی یاتاقان به منظور پیشگیری از وقوع رفتارهای دینامیکی نامطلوب منجر به برخورد و سایش و نیز آنالیز ارتعاشات و عیب‌یابی سیستم در شرایط عملکردی مختلف استفاده گردد.

6- فهرست علایم

کمیت‌های با بُعد در ادامه با علامت بار نمایش داده شده‌اند.

$\bar{C}$	لقی شعاعی متغیر (m)
$\bar{C}_m$	لقی کمینه (m)
$\bar{L}$	طول یاتاقان (m)
M_C	جرم بحرانی روتور
O_B	مرکز یاتاقان
O_J	مرکز روتور
$\bar{p}$	فشار سیال ($kgm^{-1}s^{-2}$)
$\bar{R}$	شعاع روتور (m)
	علایم یونانی
ε	نسبت خروج از مرکزی
$\bar{\mu}$	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
$\bar{\rho}$	نابالانسی جرمی روتور (m)
$\bar{\omega}$	سرعت زاویه‌ای ($rad\ s^{-1}$)
λ	نسبت طول به قطر
τ	زمان بی‌بُعد
γ	نسبت فرکانس گردابی
δ	پیش‌بار

7- مراجع

[1] A. Eringen, Theory of micropolar fluids, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics,* Vol. 16, pp. 1-18, 1966.

[2] O. Pinkus, Analysis of elliptical bearings, *ASME Transactions. Journal of basic Engineering,* Vol. 78, pp. 965-973, 1956.

[3] S. Allen, K. Kline, Lubrication theory for micropolar fluids, *Journal of Applied Mechanics,* Vol. 23, pp. 646-650, 1971.

[4] M.M. Khonsari, D.E. Brewe, On the performance of finite journal bearing lubricated with micropolar fluids, *Tribology Trans,* Vol. 32, pp. 155-160, 1989.

[5] M. Malik, M. Chandra, R. Sinhasan, Design data for three lobe bearing, *ASLE Trans*,Vol. 24, pp. 171-178, 1981.

[6] A.D. Rahmatabadi, M. Zare Mehrjardi, M.R. Fazel, Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method. *Tribology Int*., Vol. 43, pp. 2000-2009. 2010.

[7] A.D. Rahmatabadi, M.Nekoeimehr, R. Rashidi, Micropolar lubricant effects on the performance of noncircular lobed bearings. *Tribology Int*., Vol. 43, pp. 404-413.2010.

[8] A.D. Rahmatabadi, R. Rashidi, Effect of mount angle on static and dynamic characteristics of gas-lubricated noncircular journal bearings, *Iranian Journal of Technol. Trans. B, Eng*.,Vol. 30, pp.327-337, 2006.

[9] S.Das, S.K. Guha,A.K. Chattopadhyay, Linear stability analysis of hydrodynamic journal bearings under micropolar lubrication, *Tribology Int,* Vol. 38, pp. 500-507, 2004.

[10] S. Das, S.K. Guha, A.K. Chattopadhyay, Theoretical analysis of stability characteristics of hydrodynamic journal bearings lubricated with micropolar fluids, *Tribology Int,* Vol. 35, pp. 201-210, 2005.

[11] K. Prabhakaran Nair , V. P. Sukumaran Nair, N. H. Jayadas, Static and dynamic of elasto-hydrodynamic elliptical journal bearing with micropolar lubricant, *Tribology Int*., Vol. 40, pp. 297-305, 2007.

[12] J.B. Zhou, J.Y. Chen, W.M. Zhang, Bifurcation analysis of ultra short self-acting gas journal bearings for MEMS, *IEEE Trans on Industrial Electronics,* Vol. 56 (8), pp. 3188 - 3194, 2009.

[13] R. Rashidi, A. Karami Mohammadi, F. Bakhtiari Nejad, Preload effect on nonlinear dynamic behavior of a rigid rotor supported by noncircular gas journal bearing , *Nonlinear Dynamics,* Vol. 60, pp. 231-253 , 2010.

[14] R. Rashidi, A. Karami Mohammadi, F. Bbakhtiarinejad, Rotor mass effects on nonlinear dynamic behaviour of aerodynamic noncircular journal bearing systems, *Iranian Journal of Sci and Technol, Trans B: Eng,* Vol. 34, pp. 215-230, 2010.

[15] J. Ying, Y. Jiao, Z.Chen,Nonlinear dynamics analysis of tilting pad journal bearing-rotor system, *Journal of Shock and Vibration,* Vol. 18, pp.45-52, 2011.

[16] C.C Wang, C.C Wang, Bifurcation and nonlinear dynamic analysis of noncircular aerodynamic journal bearing system, *Nonlinear Dynamics,* Vol. 72, pp. 477-489, 2013.

[17] M. Shi, D. Wang, J. Zhang, Nonlinear dynamic analysis of a vertical rotor-bearing system, *Journal of Mechanical Science and Technology,* Vol. 27, pp. 9-19, 2013.

[18] Y. Zhang, D. Hei, Y. Lü, Q. Wang, N. Müller, Bifurcation and chaos analysis of nonlinear rotor system with axial-grooved gas-lubricated journal bearing support, *Chinese Journal of Mechanical Engineering,* Vol. 27, pp. 358-368, 2014.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

[19] C. Li, S. Zhou, S. Jiang, H. Yu, B.Wen, Investigation on the stability of periodic motions of flexible rotor-bearing system with two unbalanced disks, *Journal of Mechanical Science,* Vol. 28, pp. 2561-2579, 2014.
[20] C.C. Wang, C.C. Liu, C. C. Wang, Bifurcation and nonlinear dynamic analysis of externally pressurized double air films bearing system, *Mathematical Problems in Engineering,* Vol. 1, pp. 1-10, 2014.
[21] T. C. Gupta, K. Gupta, D. K. Sehgal, Nonlinear vibration analysis of an unbalanced flexible rotor supported by ball bearings with radial internal clearance, *ASME Turbo Expo Conference: Structures and Dynamics,* Vol. 5, pp. 1289-1298, 2014.
[22] J. Reddy, *An introduction to the finite element method,* McGraw-Hill, U.S.A,1984.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-09-22]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]