



تأثیر عمق بافت‌های سطحی پوسته بر عملکرد حالت پایدار یاتاقان‌های ژورنال گازی غیرمدور دو لب

مه‌دی زارع مهرجردی^{۱*}، رضا رشیدی میبودی^۲ و محمدحسین مظفری^۳

^۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اردکان، اردکان، ایران

^۲ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه میبد، میبد، ایران

^۳ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۱۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۶/۱۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۹/۲۳

چکیده

توسعه روزافزون بکارگیری یاتاقان‌های ژورنال گازی به عنوان تکیه‌گاه اجزاء دوار بویژه در سرعت‌های بالا سبب شده تا پژوهش برای دستیابی به مسیرهای ارتقاء عملکرد آنها در دهه‌های اخیر از اهمیت ویژه‌ای برخوردار گردد. تغییر در ساختار هندسی این گروه از یاتاقان‌ها با ایجاد بافت‌های حفره‌ای منظم روی سطح داخلی پوسته با توجه به توسعه روش‌های نوین ماشینکاری و لیتوگرافی، از جدیدترین روش‌های پیشنهادی محققان حوزه روانکاری در راستای بهبود عملکرد این نوع از تکیه‌گاه‌ها می‌باشند. در پژوهش حاضر، تأثیر عمق حفره‌های استوانه‌ای سطحی بر عملکرد پایدار یاتاقان‌های ژورنال گازی غیرمدور دو لب بررسی شده است. به این منظور معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال گازی با توجه به تغییرات ضخامت فیلم روانکار، متأثر از حضور بافت‌های سطحی پوسته، اصلاح و با روش حل عددی اجزاء محدود تحلیل گردیده است. نتایج بیانگر آنست که ایجاد بافت‌های استوانه‌ای بویژه با عمق‌های اندک در لب تحتانی بر تغییر پارامترهای عملکرد مجموعه نظیر پروفیل فشار تأثیرگذارتر است. با عمیق شدن بافت‌ها بویژه با افزایش غیرمدوری یاتاقان، بار قابل حمل و اتلاف انرژی روانکار کاهش یافته و میزان زاویه وضعی راستای قرارگیری روتور روندی افزایشی را نشان می‌دهد؛ همچنین بر اساس نتایج در مقادیر پریلود متفاوت یاتاقان، انتخاب عمق بهینه بافت‌ها، دستیابی به عملکرد مطلوب‌تر مجموعه تکیه‌گاهی را ممکن می‌سازد.

کلمات کلیدی: یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب؛ روانکار گازی؛ عمق بافت‌های استوانه‌ای؛ عملکرد حالت پایدار؛ روش حل عددی اجزاء محدود.

Effect of Shell Surface Texture Depth on the Steady State Performance of Noncircular Two Lobe Gas Journal Bearings

M. Zare Mehrjardi^{1*}, R. Rashidi Meybodi², M.H. Mozaffari³

¹ Assis. Prof., Mech. Eng., Ardakan Univ., Ardakan, Iran.

² Assoc. Prof., Mech. Eng., Meybod Univ., Meybod, Iran.

³ Assis. Prof., Mech. Eng., Tech. and Voc. Univ. (TVU), Tehran, Iran.

Abstract

Due to the increasing development of using gas journal bearings as a support for rotating components in different equipment, improving their performance has been the subject of many recent studies. Different geometric design of bearings by creating regular textures on the surfaces due to the development of new machining methods and lithography is the latest techniques proposed by lubrication researchers. In this study, the effects of cylindrical dimples depth on the steady-state performance of two lobe noncircular gas journal bearings are investigated. For this purpose, governing Reynolds equation is modified and analyzed by FEM due to changes in the thickness of the lubricant film in presence of the surface textures. Results indicate that the creation of shallow cylindrical textures on the lower lobe is more effective on the performance of the considered bearings. As the cylindrical textures deepen, especially at lower value of preload factor, load carrying capacity and energy dissipation of the gas lubricant decrease and the attitude angle of the rotor center shows an inverse trend. Also, in different preload or bearing noncircularity values, choosing the optimal depths of cylindrical textures enhances the performance parameters of investigated bearing support system.

Keywords: Noncircular Two Lobe Journal Bearing; Gas Lubricant; Cylindrical Surface Texture Depth; Steady-State Performance; Finite Element Numerical Method (FEM).

۱- مقدمه

گسترش روزافزون استفاده از یاتاقان‌های ژورنال گازی به عنوان تکیه‌گاه مناسب محورها، بویژه در ماشین‌های دوار با سرعت‌های کارکرد بحرانی، از دلایل اصلی تعدد پژوهش‌ها به منظور دستیابی به راهکارهای بهینه‌سازی عملکرد آنها در دهه‌های اخیر بوده‌است. یاتاقان‌های گازی به علت بهره‌مندی از شرایطی ویژه‌ای نظیر اصطکاک اندک، دسترسی آسان به روانکار و عدم آلاینده‌گی، امروزه بطور گسترده در تجهیزاتی نظیر توربوماشین‌ها، ماشین‌آلات صنایع غذایی، سیستم‌های ابزار دقیق، راکتورهای هسته‌ای، ژیرسکوپ‌ها و فرزهای دندانپزشکی بکار گرفته می‌شوند. تغییر در ساختار هندسی یاتاقان‌های ژورنال گازی همواره در زمره یکی از راهکارهای پیشنهادی محققان حوزه روانکاری برای دستیابی به عملکرد مطلوب بوده‌است. در این راستا انواع یاتاقان با اشکال غیرمدور نظیر بیضوی، لب‌دار و شیار محوری به صنعت عرضه شده‌اند. در سال‌های اخیر با پیشرفت تکنولوژی‌های نوین ماشینکاری و لیتوگرافی، ایجاد سطوح بافت‌دار امکان‌پذیر شده‌است. از این‌رو در پژوهش حاضر تاثیر وجود بافت‌های سطحی با عمق‌های مختلف بر عملکرد یاتاقان‌های گازی دو لب بررسی و کارایی این روش در بهبود عملکرد این نوع از تکیه‌گاه‌های یاتاقانی ارزیابی شده‌است.

ریموندی [۱] اولین بار تحلیل معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال گازی مدور را در سال ۱۹۶۱ ارائه نمود. نتایج این مطالعه عملکرد یاتاقان‌های گازی در نسبت‌های طول به قطر و خروج از مرکزیت مختلف را نشان داده و مبنای طراحی این نوع از تکیه‌گاه‌های یاتاقانی از دیرباز بوده‌است. در ادامه آوسمن [۲] در سال ۱۹۶۳ حل معادله رینولدز خطی شده برای یاتاقان خودمیزان جهت دستیابی به موقعیت تعادلی مرکز روتور را انجام داد. چاندرا و همکارانش [۳] در سال ۱۹۸۳ مطالعه رفتار استاتیکی و دینامیکی چهار گروه از یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور گازی را انجام دادند. آنها در پژوهش خود معادله رینولدز خطی شده با استفاده از روش حل عددی اجزا محدود را تحلیل و نتایج مربوط به پایداری یاتاقان‌های گازی مختلف را با هم مقایسه نمودند. رفتار دینامیک غیرخطی شامل، رفتارهای هارمونیک جزئی، شبه تناوبی و حرکات بی‌نظم برای مقادیر مناسب پارامترهای کارکرد در سیستم‌های دوار متشکل از روتورهای دوار در

فضای یاتاقان‌های گازی مدور کوتاه توسط آدیلتا و همکارانش [۴] در سال ۱۹۹۶ با بکارگیری تحلیل‌های تئوری و آزمایشات عملی مطرح گردید. در ادامه وانگ [۵] در سال ۲۰۰۸ از یک حل ترکیبی متشکل از روش‌های تبدیل دینامیکی و تفاضل محدود جهت مطالعه رفتار دینامیک غیرخطی انواع روتورهای صلب و انعطاف‌پذیر قرار گرفته بر تکیه‌گاه‌هایی از نوع یاتاقان‌های گازی کروی استفاده نمود. تعیین محدوده بروز پاسخ‌های هارمونیک، شبه نوسانی و آشوبی به ازای تغییر پارامترهای مشخصه یاتاقان از نتایج این مطالعه هستند. ژانگ و همکارانش [۶] در سال ۲۰۱۴، تحلیل آشوبی یک سیستم دوار غیرخطی شامل روتور و یاتاقان گازی شیار محوری را مطالعه کردند. در این پژوهش رفتار ژيروسکوپ روتور درون یاتاقان گازی با سه شیار محوری بررسی شده‌است. در سال ۲۰۱۸ لی و همکارانش [۷]، اثر موج‌دار شدن پوسته بر ارتعاشات غیرخطی یک سیستم تکیه‌گاهی متشکل از روتور و یاتاقان ژورنال گازی مدور را بررسی نمودند. نتایج این پژوهش بهبود عملکرد ارتعاشی سیستم در صورت موج‌دار شدن سطح یاتاقان در جهت محیطی و تضعیف عملکرد دینامیکی مجموعه با ایجاد موج‌های طولی در جداره را نشان می‌دهد.

همانگونه که پیشتر اشاره شد، تکنولوژی بافت‌دار کردن سطوح، روشی نوین جهت تغییر عملکرد تریبولوژیکی تکیه‌گاه‌های یاتاقانی بوده و در سال‌های اخیر بطور ویژه مورد توجه پژوهشگران این حوزه قرار گرفته‌است. بیشتر پژوهش‌ها در این زمینه، به تحلیل عملکرد یاتاقان‌های مدور بافت‌دار با روانکار تراکم‌ناپذیر اختصاص دارند. برای نمونه علی‌حیدری و همکارانش [۸] در سال ۲۰۱۸ تاثیر ایجاد بافت‌های سطحی بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال روغنی دو لب را ارزیابی کردند. نتایج این پژوهش گویای تغییر در موقعیت بهینه ایجاد بافت‌های سطحی به ازای مقادیر غیرمدوری مختلف یاتاقان‌های دو لب است. بررسی اثر بافت‌های سطحی کروی بر عملکرد دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال کروی هیبریدی با روزنه ورودی توسط تومار و شرما [۹] در سال ۲۰۲۰ صورت پذیرفت. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که وجود میکرو حفره‌های کروی روی سطح یاتاقان، شرایط عملکرد بهینه در قالب سرعت آستانه پایداری روتور را فراهم می‌کند. رائو و همکاران [۱۰] در همین سال یاتاقان‌های ژورنال مدور با

کروی را با دو روش حل عددی با معادلات کامل ناویر استوکس و حل تقریبی معادله رینولدز استخراج کردند. اثر شکل بافت‌های ایجاد شده سطحی بر میزان بار قابل حمل یاتاقان‌های گازی با سطوح موازی در سال ۲۰۱۲ توسط کیو و همکاران [۱۶] بررسی گردید. در این پژوهش از بافت‌هایی با اشکال کروی، استوانه با سطح دایره‌ای، حفره عمودی با سطح بیضی و مثلث شکل جهت بهینه کردن بار قابل حمل در یاتاقان کشویی با سطوح موازی استفاده شده‌است. نتایج این تحقیق حاکی از ایجاد بیشترین بار قابل حمل در یاتاقان در صورت بکارگیری بافت‌های بیضی‌گون نسبت به سایر انواع است. مقایسه میزان قابلیت حمل بار در آب‌بندهای مکانیکی گازی با حفره‌های دایره‌ای و بیضی توسط شی و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۱۶ صورت گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که وجود میکروشیارها و میکروحفره‌ها به ویژه در حالت لقی کم می‌تواند سبب بهبود حمل بار آب‌بندهای مکانیکی گازی شود. از تئوری شیار باریک معمولاً برای شبیه‌سازی و طراحی یاتاقان‌های گازی شیاردار استفاده می‌شود. در سال ۲۰۲۰ مطالعه‌ای جهت شناسایی ضرایب نیروی‌های دینامیکی در یاتاقان‌های گازی با شیارهای استخوانی شکل توسط گوئنات و اسچیفمن [۱۸] صورت گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که ایجاد شیارهای استخوانی شکل بر سطح داخلی یاتاقان‌های ژورنال مدور گازی، ضرایب دینامیکی را نسبت به حالت مسطح به ترتیب ۲۳ و ۲۹ درصد افزایش می‌دهد.

با مرور منابع پیداست که تاکنون صرفاً تعداد محدودی از پژوهش‌ها، اثر بافت‌دار شدن سطوح بر پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های آنرویدینامیکی مدور را مورد بررسی قرار داده‌اند؛ لذا در کار حاضر تأثیر ایجاد بافت‌های استوانه‌ای با عمق‌های مختلف در مقادیر غیرمدوری متنوع بر مشخصه‌های عملکرد پایدار یاتاقان‌های گازی دو لب نظیر توزیع فشار، زاویه وضعی، میزان بار قابل حمل و افت انرژی اصطکاکی بررسی شده است.

۲- تئوری

هندسه فضای لقی مابین روتور و پوسته یاتاقان ژورنال، عامل اصلی موثر بر چگونگی توزیع فشار هیدرویدینامیکی در سیال

بافت‌های جزئی تحت روانکاری میکروپلار و پاورلا را آنالیز کردند. نتایج این پژوهش بر بهبود ظرفیت حمل بار یاتاقان و کاهش اصطکاک تولیدی در حضور بافت‌ها با هر دو سیال روانکار دلالت دارند. مطالعه عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های ژورنال مدور هیدرویدینامیکی با میکروبافت‌های استوانه‌ای تحت روانکاری با سیال میکروپلار در حضور قانون پایستگی جرم توسط مانسر و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۲۰ انجام شد. نتایج این پژوهش نشان می‌دهند که ایجاد بافت در ناحیه همگرای توزیع فشار، سبب افزایش ظرفیت حمل بار و کاهش ضریب اصطکاک یاتاقان می‌شود؛ در حالیکه ایجاد بافت در کل ناحیه داخلی سطح پوسته، اثر منفی بر پارامترهای عملکرد یاتاقان دارد. در همین سال منگ و همکاران [۱۲] با بکارگیری بافت‌های ترکیبی بر سطح داخلی یاتاقان‌های ژورنال مدور، اثرگذاری آنها بر عملکرد دینامیکی یاتاقان را مورد بررسی قرار دادند. نتایج ارائه شده نشان می‌دهند که بافت ترکیبی ایجاد شده بر سطح در مقایسه با یاتاقان بدون بافت، ضرایب سختی و میرایی فیلم سیال را افزایش می‌دهد. در یکی از جدیدترین تحقیقات صورت گرفته در سال ۲۰۲۰، اثر موقعیت و عمق حفره‌های استوانه‌ای در سطح یاتاقان‌های ژورنال مدور بر عملکرد دینامیکی و مقایسه پارامترهای عملکرد برای یاتاقان‌های بافت‌دار و بدون بافت توسط سینگ و آوانسهی [۱۳] مورد بررسی قرار گرفته‌است. بر پایه نتایج این تحقیق تأثیر حضور بافت‌های استوانه‌ای در راستای محیطی، حد فاصل زوایای ۱۲۶ تا ۲۸۶ درجه و نسبت عمق تقریبی ۱ بر بهبود عملکرد یاتاقان چشم‌گیر خواهد بود. اخیراً رسولی‌زاده و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۲۱ به بررسی تأثیر بافت‌های سطحی بر عملکرد یاتاقان‌های غیرمدور با روانکار نانو پرداختند. نتایج آنها از تأثیر مثبت افزایش حجم نانوذرات دی‌اکسید تیتانیم بر پارامترهای عملکرد یاتاقان و تأثیر منفی افزایش عمق بافت‌های سطحی بر توزیع فشار نانو سیال روانکار حکایت دارند.

در راستای بهبود عملکرد تریبولوژیکی سطوح بافت‌دار روانکاری شده با سیالات تراکم‌پذیر می‌توان به مطالعه فلدمن و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۰۶، بر اعتبار معادله رینولدز در مدل‌سازی اثرات هیدرواستاتیکی سطوح بافت‌دار موازی روانکاری شونده با گاز اشاره کرد. محققان در این پژوهش، توزیع فشار در سطوح موازی دارای میکروبافت‌های

فرم بی‌بعد معادله رینولدز حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان آئرو‌دینامیکی غیرمدور دو لب در شرایط پایا و همدم، با فرض ثابت بودن ویسکوزیته و تبعیت روانکار از قوانین گاز کامل، صلب بودن یاتاقان و همراستایی روتور صلب و پوسته، عبارتست از [۱]:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left\{ \bar{h}^3 \bar{P}^* \frac{\partial \bar{P}^*}{\partial \bar{X}} \right\} + \frac{\partial}{\partial \bar{Z}} \left\{ \bar{h}^3 \bar{P}^* \frac{\partial \bar{P}^*}{\partial \bar{Z}} \right\} = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\partial (\bar{P}^* \bar{h})}{\partial \bar{X}} \quad (1)$$

در رابطه فوق \bar{P}^* فشار مطلق درون فیلم روانکار، \bar{h} ویسکوزیته گاز، \bar{U} سرعت محیطی چرخش شافت درون یاتاقان و \bar{h} نیز ضخامت فیلم روانکار در هر نقطه پیرامونی یاتاقان است [۳]. برای افزایش سهولت روند حل معادله رینولدز می‌توان فشار مطلق در رابطه (۱) را بصورت زیر بازنویسی کرد.

$$\bar{P}^* = \bar{P}_a + \bar{P} \quad (2)$$

که در آن، \bar{P}_a و \bar{P} در رابطه به ترتیب بیانگر فشار محیط و فشار جزئی فیلم روانکار می‌باشند. با استفاده از پارامترهای رابطه (۳) فرم بی‌بعد معادلات (۱) و (۲) قابل تعیین هستند.

$$\begin{aligned} \bar{h} &= \bar{C}_m h, \quad \bar{C}_m = \bar{C} \cdot \delta, \quad \bar{X} = \bar{R} \cdot \theta, \quad \bar{U} = \bar{R} \cdot U \\ \bar{Z} &= \bar{R} \zeta, \quad (\bar{X}_j, \bar{Y}_j) = \bar{C}_m (X_j, Y_j), \quad \bar{P} = \bar{P}_a P \end{aligned} \quad (3)$$

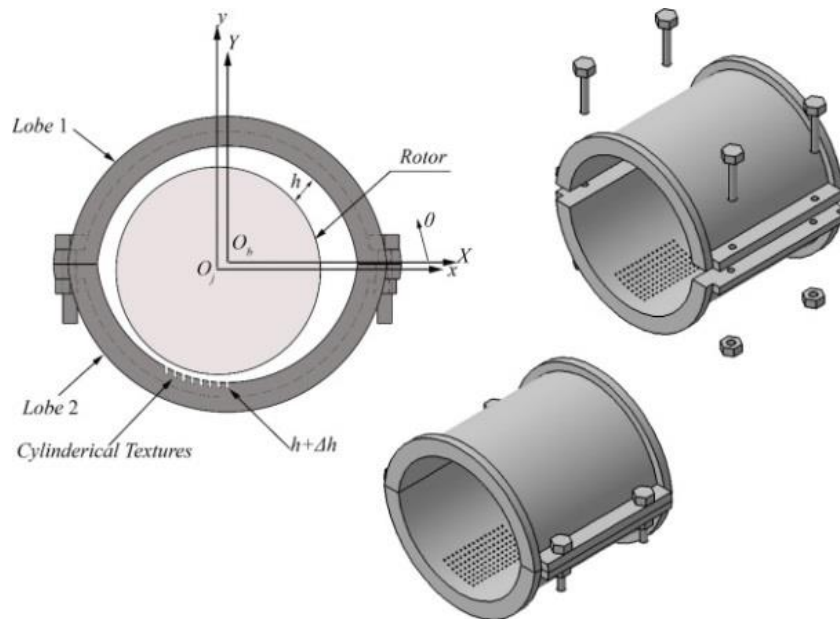
پارامترهای \bar{R} و $\bar{\omega}_0$ در رابطه (۳) به ترتیب به شعاع و سرعت چرخش روتور در حالت پایدار اشاره دارند.

روانکار گازی می‌باشد. غیرمدوری جداره یاتاقان و بافت‌دار شدن سطح داخلی آن از جمله راهکارهای تغییر در هندسه فضای لقی و به تبع آن ضخامت فیلم روانکار محبوس هستند. وجود بافت‌ها با اشکال هندسی و سایزهای متنوع و همچنین بکارگیری آنها با تراکم متفاوت در سطح یاتاقان بهبود و یا تضعیف وضعیت عملکرد استاتیکی و دینامیکی مجموعه را در پی خواهد داشت. از اینرو، ارتقاء کارایی یاتاقان‌های ژورنال با بکارگیری بافت‌های سطحی بطور ویژه به شکل هندسی، ابعاد، موقعیت مکانی و تراکم بافت در سطح پوسته وابسته است. شکل ۱ هندسه یاتاقان ژورنال غیرمدور آئرو‌دینامیکی دو لب بافت‌دار را نشان می‌دهد.

مطابق شکل، چرخش محور بصورت خارج از مرکز نسبت به یاتاقان با سرعت پایا سبب تولید فشار هیدرودینامیکی درون فیلم روانکار قرار گرفته در فضای لقی یاتاقان خواهد شد.

۲-۱- معادلات حاکم

نظر به اینکه در یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور هر یک از لب‌ها بصورت یک یاتاقان ژورنال مجزا عمل می‌کند؛ لذا تجزیه و تحلیل این یاتاقان‌ها شامل حل معادلات حاکم به طور مجزا برای هر لب و سپس تجمع عددی و برداری نتایج است.



شکل ۱- یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب بافت‌دار

برای بازنویسی رابطه (۶) بر اساس فرمولاسیون روش حل عددی اجزاء محدود، باقیمانده وزنی گالرکین برای هر المان روی دامنه مساله بر پایه متغیر Ψ بفرم (۷) بیان می‌شود. در رابطه (۷)، N_i^e تابع تقریب و A^e سطح المان مورد بررسی می‌باشند. با توجه به دامنه مش‌بندی شده برای Ψ و بررسی المان e ، تابع Ψ را می‌توان به فرم ذیل تقریب زد [۱۹].

$$\Psi^e = \sum_{j=1}^{n_e} N_j \Psi_j \quad (۸)$$

که در آن، e یک المان خاص، n_e تعداد گره‌های المان، N_j^e توابع شکل و Ψ_j مقادیر گرهی تابع Ψ می‌باشند. با توجه به ماهیت هارمونیک توزیع فشار در فیلم روانکار گازی و بررسی‌های انجام گرفته، مطابق شکل ۲ استفاده از المان‌های مستطیلی خطی ایزوپارامتریک و به تبع آنها توابع شکل بفرم ذیل می‌تواند نتایج مطلوب‌تری را ارائه دهد.

$$N_i(\eta, \xi) = \frac{1}{4}(1 + \xi\xi_i)(1 + \eta\eta_i) \quad (۹)$$

با جایگذاری رابطه (۹) در معادله (۸) و ساده‌سازی انتگرال‌ها، معادلات اجزاء محدود برای یک المان از دامنه جریان سیال روانکار روی سطح گسسته‌سازی شده را می‌توان مطابق روابط ذیل بیان کرد.

$$[F]^e \{\Psi\}^e = \{V\}^e + \{Q\}^e \quad (۱۰)$$

به نحوی که مولفه‌های ماتریس‌های المان عبارتند از:

$$F_{ij}^e = \iint_{A^e} N_i^e N_j^e d\theta d\xi \quad (۱۱)$$

$$\iint_{A^e} \left[-\frac{1}{2\Lambda} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ h(\Psi^e + h) \frac{\partial \Psi^e}{\partial \theta} - (\Psi^e + h) \Psi^e \frac{\partial h}{\partial \theta} \right\} - \frac{1}{2\Lambda} \frac{\partial}{\partial \xi} \left\{ h(\Psi^e + h) \frac{\partial \Psi^e}{\partial \xi} \right\} + \frac{1}{2} U \frac{\partial}{\partial \theta} (\Psi^e + h) \right] N_i^e d\theta d\xi = 0 \quad (۷)$$

$$V_{ij}^e = -\frac{1}{2\Lambda} \iint_{A^e} (\Psi^e + h) \left[h \left\{ \frac{\partial \Psi^e}{\partial \theta} \frac{\partial N_i^e}{\partial \theta} - \frac{\partial \Psi^e}{\partial \xi} \frac{\partial N_i^e}{\partial \xi} \right\} - \left\{ \Psi^e \frac{\partial h}{\partial \theta} + \Lambda U \right\} \frac{\partial N_i^e}{\partial \theta} \right] d\theta d\xi - \iint_{A^e} \frac{\partial h}{\partial \tau} N_i^e d\theta d\xi \quad (۱۲)$$

$$Q_i^e = \int_{S^e} (\Psi^e + h) \left\{ h \frac{\partial \Psi^e}{\partial \theta} - \Psi^e \frac{\partial h}{\partial \theta} - \Lambda U \right\} N_i^e d\xi + \int_{S^e} (\Psi^e + h) h \frac{\partial \Psi^e}{\partial \xi} N_i^e d\theta \quad (۱۳)$$

بازنویسی رابطه (۱۰) برای تمامی المان‌های موجود روی دامنه تابع Ψ معادله کلی زیر را بدست می‌دهد [۲۰].

در صورتیکه پارامترهای بی‌بعد رابطه (۳) در بازنویسی معادله (۱) بکار گرفته شوند، فرم نهایی معادله رینولدز حاکم بر توزیع فشار فیلم روانکار گازی مطابق رابطه (۶) حاصل قابل بیان خواهد بود.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ h^3 (P + 1) \frac{\partial P}{\partial \theta} \right\} + \frac{\partial}{\partial \xi} \left\{ h^3 (P + 1) \frac{\partial P}{\partial \xi} \right\} = \Lambda \left[U \frac{\partial \left((P + 1) h \right)}{\partial \theta} \right] \quad (۴)$$

θ و ξ به ترتیب معرف راستای محیطی و طولی یاتاقان بوده و عدد یاتاقان (Λ) عبارتست از [۸]:

$$\Lambda = \frac{6\bar{\mu}\bar{\omega}_0\bar{R}^2}{\bar{P}_a\bar{C}_m^2} \quad (۵)$$

همچنین U ، سرعت خطی روتور، P ، فشار توزیع شده در فیلم سیال روانکار و h ، ضخامت بی‌بعد فیلم سیال در فضای لقی مابین پوسته و روتور دوار می‌باشند.

معادله رینولدز اصلاحی رابطه (۴) یک معادله دیفرانسیل جزئی غیرخطی بوده و می‌توان برای حل آن از روش عددی اجزاء محدود استفاده نمود. برای نیل به این هدف، از پارامتر ترکیبی $\Psi = P \cdot h$ به عنوان متغیر اصلی در تمامی مسیر حل مسأله استفاده شده‌است. علت این امر تغییرات یکنواخت‌تر این تابع نسبت به تابع توزیع فشار است؛ زیرا در هر ناحیه از روانکار همزمان با کاهش ضخامت فیلم، تقویت توزیع فشار امری اجتناب‌ناپذیر خواهد بود. با بازنویسی رابطه (۴) بر حسب تابع Ψ خواهیم داشت:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[h(\Psi + h) \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} - (\Psi + h) \Psi \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial \xi} \left[h(\Psi + h) \frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \right] = \Lambda U \frac{\partial \left[(\Psi + h) h \right]}{\partial \theta} \quad (۶)$$

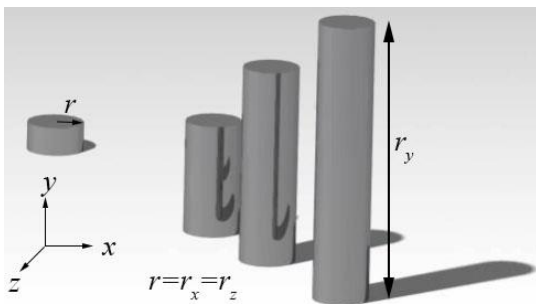
در معادلات فوق S^e بیانگر مرزهای هر المان است.

در رابطه فوق، $h_{smooth-k}$ بیانگر ضخامت فیلم روانکار محبوس بین سطح روتور و پوسته یاتاقان غیرمدور دو لب در حالت بدون بافت در هر نقطه از محیط پیرامونی است که بفرم رابطه (۱۸) قابل تعریف است [۱۴]؛ همچنین بیانگر ارتفاع بافت‌های استوانه‌ای موجود روی سطح داخلی هر لب یاتاقان بوده و $k = 1, 2$ نیز به شماره لب‌های یاتاقان اشاره دارد.

$$h_{smooth-k} = \frac{1}{\delta} - X_J \cos \theta - Y_J \sin \theta + \left(\frac{1}{\delta} - 1\right) \cos(\theta - \theta_0^k) \quad (18)$$

پارامترهای (X_J, Y_J) و θ رابطه فوق به ترتیب به مختصات مرکز روتور در موقعیت تعادل استاتیکی و زاویه شروع نسبت به محور X اشاره دارند؛ همچنین θ_0^k زاویه خط‌المرکزین لب‌های یاتاقان و پارامتر δ یا پرلود بیانگر میزان غیرمدوری یاتاقان بوده و به صورت نسبت لقی شعاعی مینیمم (\bar{C}_m) به لقی شعاعی متغیر (C)، هنگام هم‌مرکزی یاتاقان و محور تعریف شده و امکان تغییر در بازه $[0, 1]$ دارد.

در پژوهش حاضر، شکل هندسی بافت‌های سطحی پوسته یاتاقان بصورت حفره‌های استوانه‌ای، در محدوده‌ای معین از سطح داخلی پوسته یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب مورد ارزیابی است. در شکل ۳ عمق‌های مختلف برای یک حفره استوانه‌ای نشان داده شده است.



شکل ۳- عمق‌های مختلف برای حفره‌های استوانه‌ای ایجاد شده به عنوان بافت در سطح داخلی پوسته یاتاقان

با توجه به شکل ۳، r_x ، r_y و r_z به ترتیب شعاع بافت در جهت محیطی، عمق و شعاع در جهت طولی هر کدام از حفره‌های استوانه‌ای در راستاهای محورهای مختصات x ، y و z می‌باشند.

$$[F]_{n_f \times n_f} \{\Psi\}_{n_f \times 1} = \{V\}_{n_f \times 1} + \{Q\}_{n_f \times 1} \quad (14)$$

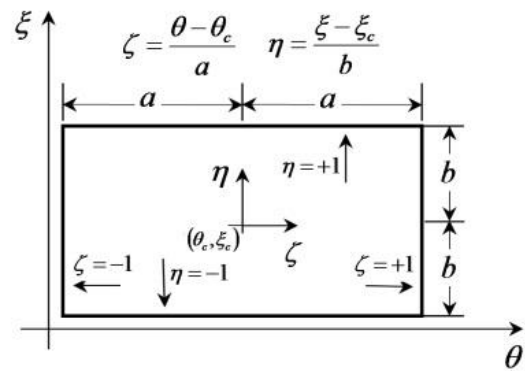
در رابطه فوق n_f برابر تعداد تمامی گره‌ها است. شرایط مرزی متغیرها جهت حل معادله (۱۴) عبارتند از:

$$\begin{aligned} \Psi(\theta_1^k, \zeta) &= \Psi(\theta_2^k, \zeta) = 0 \\ \Psi(\theta_1^k, \zeta) &= \Psi(\theta_2^k, \zeta) = 0 \\ \Psi(\theta, \pm \lambda) &= 0 \\ \dot{\Psi}(\theta, \pm \lambda) &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

در هر لحظه هنگامی که وضعیت سینماتیکی مرکز روتور مشخص باشد، رابطه (۱۴) شامل دو متغیر، Ψ_i و Q_i است به نحوی که در گره‌های داخلی از ناحیه مش‌بندی شده، شار Q_i برابر صفر و Ψ_i ها مجهول بوده و در مرزها شرایط بالعکس خواهد بود. به عبارت دیگر برای گره‌هایی از دامنه که در موقعیت $\zeta_i = \pm \lambda$ قرار دارند و همچنین برای لبه‌ی هر یک از لب‌ها (θ_1^k, θ_2^k) ، Ψ_i مقدار مشخصی دارد؛ در حالیکه مقادیر شار Q_i نامعلوم هستند؛ بنابراین معادله (۱۴) دارای تعداد مجهولاتی برابر با تعداد معادلات خواهد بود و می‌توان آنها را با توجه به شرایط مرزی تحلیل نمود. حل این معادله نتایج (۱۶) را بدست خواهد داد.

$$\{\Psi\}_{n_f \times 1} = \{g\}_{n_f \times 1} \quad (16)$$

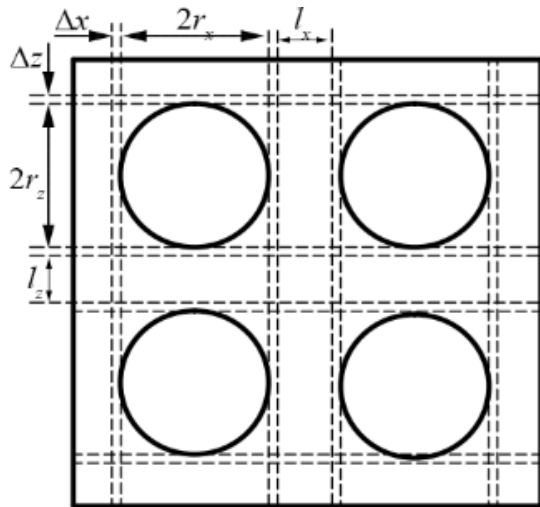
و برای $i = 1, \dots, n_f$ تابع g_i بصورت $g_i = g_i(P)$ است.



شکل ۲- مختصات طبیعی (η, ξ) المان مستطیلی

ضخامت فیلم سیال روانکار در یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب مورد بررسی با سطح بافت‌دار عبارتست از:

$$h_k = h_{smooth-k} + \Delta h_k(\theta, z) \quad (17)$$



شکل ۴- مش بندی و تصویر از بالای بافت های استوانه ای

$$\begin{bmatrix} W_x \\ W_y \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^k \begin{bmatrix} W_x^k \\ W_y^k \end{bmatrix} = - \sum_{i=1}^k \int_{-\lambda}^{+\lambda} \int_{\theta_1^k}^{\theta_2^k} P_i [\cos\theta] d\theta d\xi \quad (23)$$

در رابطه فوق به ترتیب به مؤلفه های بار قابل حمل یاتاقان دولب در راستای محورهای X و Y اشاره دارند. برای برآیند کلی بار قابل حمل توسط یاتاقان نیز داریم:

$$W = \frac{\bar{W}}{\bar{p}_a \bar{R}^2} = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (24)$$

همچنین زاویه وضعی با توجه به موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور و افت انرژی حاصل از اثرات برشی مابین لایه های روانکار به ترتیب از روابط ۹ و ۱۰ محاسبه می شوند [۳].

$$\varphi_0 = \text{Arc tan}(-X_j/Y_j) \quad (25)$$

$$P_L = \frac{\bar{C}_m}{\bar{\mu} \bar{R}^4 \bar{\omega}_0^2} \bar{P}_L = \sum_{i=1}^k \int_{-\lambda}^{+\lambda} \int_{\theta_1^k}^{\theta_2^k} \left(\frac{3h}{\Lambda} \frac{\partial P_i}{\partial \theta} + \frac{1}{h} \right) d\theta d\xi \quad (26)$$

۳- بحث و بررسی

در پژوهش حاضر تاثیر ایجاد بافت های استوانه ای با عمق های مختلف بر عملکرد حالت پایدار یاتاقان های ژورنال گازی غیرمدور دولب مطالعه شده است. پارامترهای مشخصه تکیه گاه یاتاقانی مورد بررسی در جدول ۱ ارائه گردیده اند. به علت غیرخطی بودن معادله رینولدز حاکم بر توزیع فشار فیلم روانکار گازی و برای همگرایی مناسب پاسخ ها، از روش حل

در هندسه استوانه ای نشان داده در شکل ۲،
 $r_x = r_z = r$ و معادله تعریف شده برای استوانه به شکل (۱۹) است:

$$(x - x_c)^2 + (z - z_c)^2 = r^2 \quad (19)$$

که در آن O_c مرکز هر استوانه به مختصات محلی (x_c, y_c, z_c) بوده که در سطح بدون بافت یاتاقان یعنی در $y_c = 0$ واقع شده است. و عمق هر حفره استوانه ای که در شکل ۳ نشان داده شده، بر حسب متر برابر است با:

$$\Delta h_k = r_y \quad (20)$$

با توجه به اینکه محاسبات انجام شده در این پژوهش بر اساس مقادیر بی بعد صورت گرفته اند؛ لذا شعاع بی بعد بافت ها در جهت های محیطی، عمق و شعاع بصورت زیر تعریف می شوند.

$$R_x = \bar{r}_x / \bar{R}, R_y = \bar{r}_y / \bar{C}_m, R_z = \bar{r}_z / \bar{L} \quad (21)$$

در پژوهش حاضر تأثیر عمق بافت های استوانه ای ایجاد شده بر سطح داخلی پوسته یاتاقان آئرو دینامیکی غیرمدور دولب بر پارامترهای عملکرد حالت پایدار مجموعه، همچون توزیع فشار در فیلم سیال روانکار، زاویه وضعی روتور در فضای لقی یاتاقان، میزان بار قابل حمل و مقدار افت انرژی سیال روانکار مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به فرض یاتاقان با طول محدود در تحلیل معادلات حاکم بر مسأله، روش حل عددی اجزاء محدود بر پایه مدل گالرکین [۱۶] جهت تعیین مقادیر فشار در فیلم روانکار گازی استفاده گردیده است. شکل ۴ نحوه مش بندی دامنه مسأله در اطراف هر یک از بافت های استوانه ای سطحی در راستای طولی و محیطی یاتاقان ژورنال دولب گازی را نمایش می دهد.

شرایط مرزی حاکم بر مسأله جهت تحلیل معادله رینولدز حاکم بصورت زیر ارائه شده است [۳]:

$$P(\theta_1^k, \xi) = P(\theta_2^k, \xi) = P(\theta, \pm \lambda) = 0 \quad (22)$$

در رابطه فوق، θ_1^k و θ_2^k به ترتیب بیانگر زوایای شروع و پایان هر یک از لب ها و λ نسبت منطری (\bar{L}/\bar{D}) یاتاقان است.

۲-۲- پارامترهای عملکرد حالت پایدار یاتاقان

با تعیین توزیع فشار حالت پایدار روانکار (P) ، پارامترهای عملکرد یاتاقان نظیر قابلیت حمل بار عبارتند از:

گره‌های دامنه مساله در دو مرحله متوالی از تکرار حل به روش گوس سایدل را محدود می‌سازد و در مطالعه حاضر مقدار آن برابر 10^{-6} تعیین شده‌است. به منظور بررسی صحت عملکرد کُد رایانه‌ای تدوین شده جهت تحلیل عملکرد حالت پایدار یاتاقان‌های دو لب گازی، در ابتدا نتایج حاصل از برنامه برای عمق صفر بافت‌ها به ترتیب در جداول ۲ و ۳ با نتایج موجود در منابع برای یاتاقان‌های آئرودینامیکی مدور و غیرمدور دو لب گازی مقایسه شده‌اند.

عددی اجزاء محدود و تکنیک تکرار گوس سایدل در ارزیابی معادله نهایی (۱۴) استفاده شده‌است. با حل معادله (۱۴) امکان یافتن بردار $\{\Psi\}$ با انتگرال‌گیری زمانی فراهم می‌شود. معیار همگرایی با توجه به مقدار پارامتر Ψ_i روی نقاط نمونه مفروض مساله، بصورت رابطه (۲۷) تعریف می‌شود.

$$|\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j}| \leq \Psi_{tot} \quad i = 1, 2, \dots, n_f \quad (27)$$

در رابطه فوق n_f نمایشگر تعداد دفعات تکرار حل مساله برای رسیدن به همگرایی مطلوب در نتایج است. شرط فوق تغییرات بزرگتر از مقدار Ψ_{tot} برای تمامی مقادیر Ψ روی

جدول ۲- تغییرات بار قابل حمل و زاویه وضعی به ازای عددهای مختلف یاتاقان گازی مدور ($\lambda = 1, \varepsilon = 0/2$)

(FEM)**		(FDM)*		Λ
φ	W	φ	W	
۷۹/۶۸	۰/۰۴۴۸	۷۹/۳۳	۰/۰۴۵۷	۰/۶
۴۷/۵۶	۰/۱۷۴	۴۷/۹۳	۰/۱۷۶	۳
۱۸/۰۳	۰/۲۶۹	۱۷/۹۵	۰/۲۷۳	۱۲

* نتایج مرجع [۲۱] با روش حل تفاضل محدود
** نتایج پژوهش حاضر با روش حل اجزاء محدود

جدول ۳- تغییرات زاویه وضعی و اتلاف انرژی به ازای عددهای مختلف یاتاقان ژورنال گازی غیر مدور دو لب ($\lambda = 1, \delta = 0/5$)

P_L^{**}	φ^{**}	P_L^*	φ^*	W	Λ
۱۰/۲۹	۷۶/۵	۱۰/۲۴	۷۶/۸	۰/۲	۲
۱۰/۱۶	۵۶/۱	۱۰/۱۳	۵۵/۶	۰/۵	۵
۱۰/۰۷	۳۴/۹	۱۰/۰۵	۳۴/۷	۱/۰	۱۰

* نتایج مرجع [۳]
** نتایج پژوهش حاضر

همانگونه که از نتایج دیده می‌شود، عملکرد برنامه با توجه به تغییر کلی ساختار آن به علت ایجاد بافت‌ها و شرایط هندسی آنها، در مواردی که عمق بافت‌ها برابر صفر در نظر گرفته شود، در هر دو حالت یاتاقان گازی مدور و غیرمدور دو لب با نتایج مشابه ارائه شده در مراجع تطابق مناسبی داشته و درصد اختلافات محدود است. این ارزیابی، صحت عملکرد

جدول ۱- ویژگی‌های هندسی یاتاقان و مشخصات سیال روانکار مورد بررسی در مطالعه حاضر

پارامتر	تعریف	مقدار
n	تعداد لب	۲
N_{xD}	تعداد بافت‌ها در جهت محیطی	۱۵
N_{zD}	تعداد بافت‌ها در جهت طولی	۱۰
$R_x = \bar{r}_x / \bar{R}$	شعاع بی‌بُعد بافت‌ها در جهت محیطی	۰/۰۶۳۴۹۲
$R_z = \bar{r}_z / \bar{L}$	شعاع بی‌بُعد بافت‌ها در جهت طولی	۰/۰۳۱۷۴۶
$R_y = \bar{r}_y / \bar{C}_m$	عمق بی‌بُعد بافت‌ها	۰/۵
\bar{r}_x	شعاع با بُعد بافت‌ها در جهت طولی	۲ mm
\bar{r}_z	شعاع با بُعد بافت‌ها در جهت محیطی	۲ mm
\bar{C}_m	لقی بین سطح روتور و پوسته یاتاقان	۳۰ μ m
\bar{L}	طول یاتاقان	۰/۰۶۳ m
\bar{R}	شعاع یاتاقان	۰/۰۳۱۵ m
l_x	فاصله بین حفره‌ها در راستای محیطی	۰/۰۰۳۲ m
l_z	فاصله بین حفره‌ها در راستای طولی	۰/۰۰۱۹ m
$\varepsilon = \bar{e} / \bar{C}_m$	نسبت خروج از مرکزی	۰/۵
$\lambda = \bar{L} / \bar{D} = 1$	نسبت منظری	۱
Λ	عدد یاتاقان گازی	۱۰

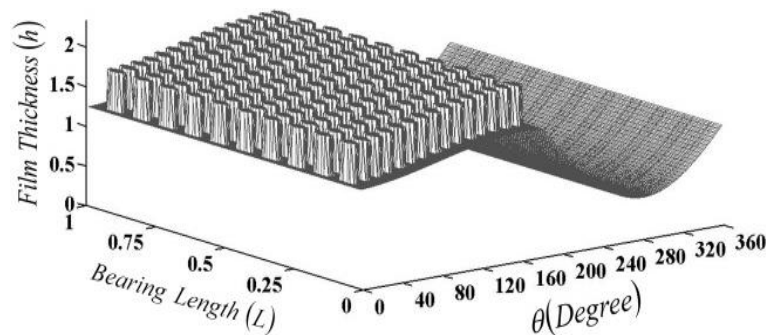
ایجاد بافت در این ناحیه بر عملکرد یاتاقان تاثیر گذارتر است. برای مقایسه دقیق تر مقادیر فشار توزیعی در فیلم روانکار، تغییرات پروفیل در خط میانی راستای طولی یاتاقان در شکل ۷ به ازای تغییرات میزان عمق بافتها نمایش داده شده است.

همانگونه که از نتایج شکل‌های ۶ و ۷ دیده می‌شود با ایجاد بافتها در هر یک از لبها، فشار فیلم روانکار متناسب با عمق بافت ایجاد شده تضعیف می‌گردد. بر اساس نتایج شکل ۷ ایجاد بافتها در لب ۱ به تقویت افت فشار و اگر با زیر فشار محیط و در لب ۲ به افت فشارهای مثبت همگرا منتهی خواهد شد. این بدان معناست که در صورت نیاز به تحمل بار مشخص توسط یاتاقان، ایجاد بافت‌های استوانه‌ای سبب می‌گردد تا برای جبران تضعیف فشار ایجاد شده، روتور در نسبت‌های خروج از مرکزی بالاتری قرار گیرد تا افت فشار ایجاد شده قابل جبران باشد. افزایش نسبت خروج از مرکزی روتور بویژه در مقادیر بالا می‌تواند بهبود توانمندی عملکرد فیلم سیال گازی را به دنبال داشته باشد. منحنی‌های فشار

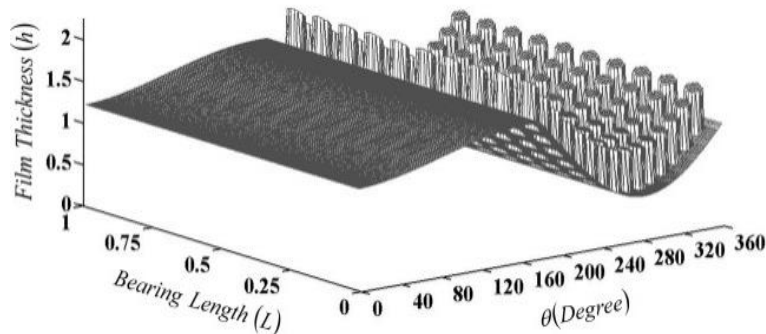
برنامه رایانه‌ای تدوین شده برای بررسی رفتار پایایی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب گازی بافتدار پژوهش حاضر را تایید می‌کند.

در شکل ۵ کیفیت ایجاد بافت‌های استوانه‌ای در لب‌های اول و دوم یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب گازی نمایش داده شده است. همانگونه که از شکل دیده می‌شود، با ایجاد بافت‌های استوانه‌ای با عمق‌های مختلف ضخامت فیلم روانکار در آن ناحیه افزایش می‌یابد. تغییرات ضخامت فیلم روانکار تاثیر مستقیمی بر بزرگی فشار ایجاد شده در نقاط مختلف روانکار گازی محبوس بین روتور و پوسته داشته و به تبع آن عملکرد تکیه‌گاه یاتاقانی را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

در شکل ۶ چگونگی توزیع فشار (P) در فیلم روانکار گازی یاتاقان دو لب به ازای ایجاد بافت‌های استوانه‌ای با عمق‌های مختلف ارائه گردیده است. با توجه به تمایل روتور به انحراف از مرکز یاتاقان به سمت لب تحتانی برای ایجاد توانمندی لازم در تحمل بار وارده به آن، بخش اصلی توزیع فشار در ناحیه لب ۲ ($180 \leq \theta \leq 360$) تشکیل می‌شود و

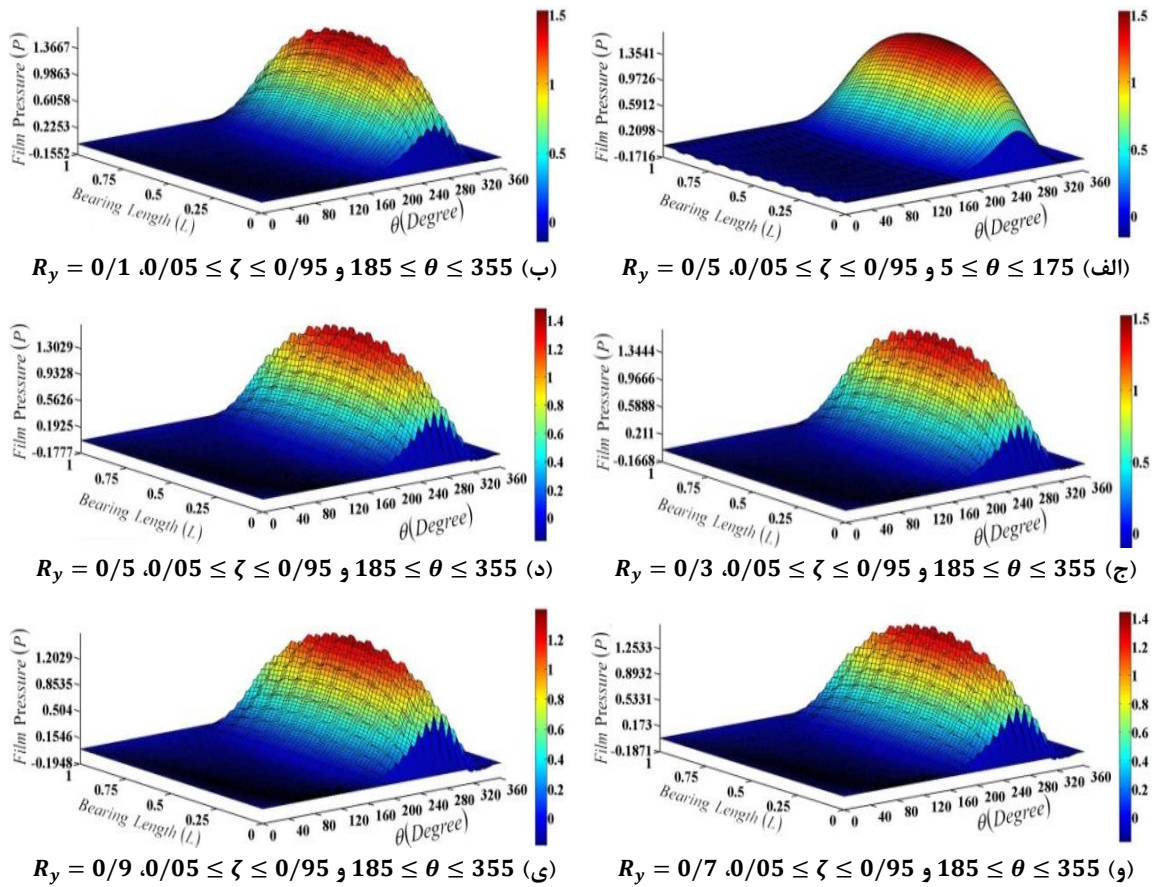


(الف) ناحیه ایجاد بافتها $0 \leq \theta \leq 175$ و $0.05 \leq \zeta \leq 0.95$

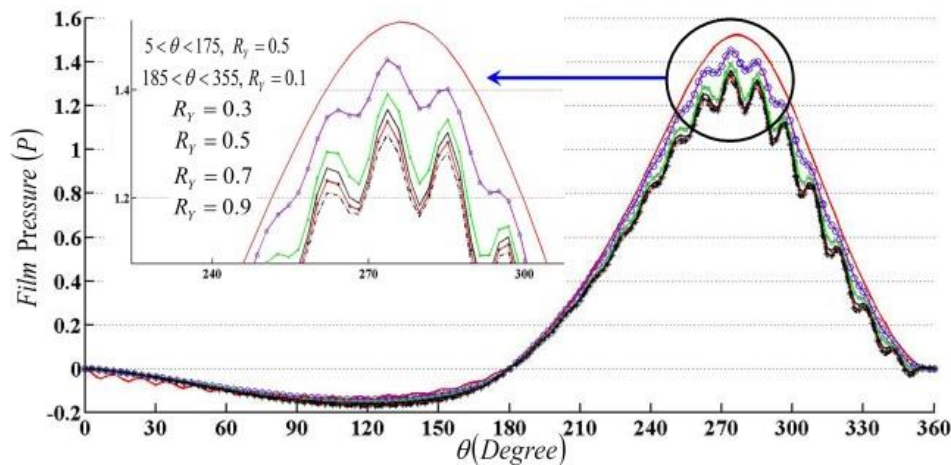


(ب) ناحیه بافتها $185 \leq \theta \leq 355$ و $0.05 \leq \zeta \leq 0.95$

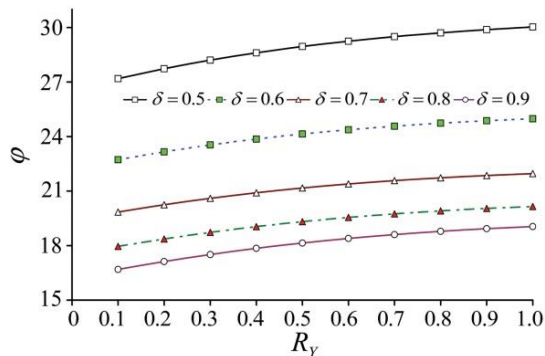
شکل ۵- ضخامت فیلم روانکار در حضور بافت‌های استوانه‌ای در لب (الف) اول و (ب) دوم یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب
($\lambda = 1, \delta = 0.7, \varepsilon = 0.5, R_y = 0.5$)



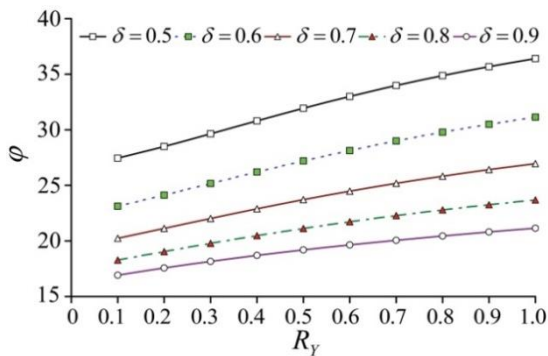
شکل ۶- توزیع فشار فیلم روانکار در حضور بافت‌های استوانه‌ای در لب‌های اول و دوم با عمق‌های مختلف
 $(\lambda = 1, \delta = 0/7, \Lambda = 10, \varepsilon = 0/5)$



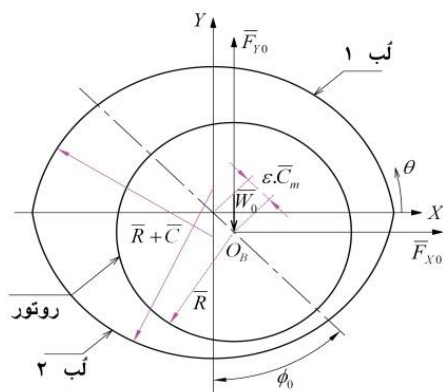
شکل ۷- تغییرات فشار فیلم روانکار در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌ها در خط میانی راستای طولی یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب،
 $(\lambda = 1, \delta = 0/7, \varepsilon = 0/5)$



شکل ۸- تغییرات زاویه وضعی (ϕ) در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌های استوانه‌ای (R_Y) ایجاد شده روی لب ۱ ($5 \leq \theta \leq 175$)، یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب، ($\lambda = 1, \varepsilon = 0/5$)



شکل ۹- تغییرات زاویه وضعی (ϕ) در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌های استوانه‌ای (R_Y) ایجاد شده روی لب ۲ ($185 \leq \theta \leq 355$)، یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب، ($\lambda = 1, \varepsilon = 0/5$)



شکل ۱۰- موقعیت زاویه وضعی (ϕ_0) راستای قرارگیری مرکز روتور و جهت بار (W_0) در یاتاقان دو لب

شکل ۷ بیانگر آنست که میزان افت فشار فیلم روانکار با افزایش عمق بافت‌ها روند نزولی داشته و به ازای عمق بافت‌های استوانه‌ای بالاتر از ۰/۵، میزان این تغییرات در فشار فیلم روانکار بسیار محدود است.

در ادامه تاثیر عمق بافت‌های استوانه‌ای بر پارامترهای عملکرد پایای یاتاقان گازی غیرمدور دو لب^۱ شامل بار قابل حمل^۲ (W)، زاویه وضعی^۳ (ϕ) و اتلاف انرژی^۴ (P_L) ارزیابی شده‌است. شکل‌های ۸ و ۹ تاثیر قرارگیری بافت‌ها با (R_Y) مختلف در لب‌های اول و دوم بر میزان زاویه وضعی یاتاقان‌های گازی دو لب شکل ۱۰ را نشان می‌دهد.

بر اساس نتایج ایجاد بافت‌ها و عمیق شدن آنها در هر یک از لب‌های یاتاقان، افزایش میزان زاویه وضعی را به دنبال دارند. با توجه به اینکه همانند شکل ۱۰، زاویه وضعی راستای قرارگیری خط‌المركزین یاتاقان و روتور با راستای محور عمود را نشان می‌دهد، افزایش آن از جابجایی موقعیت تعادل مرکز روتور به سمت بالا متمایل به محور افقی حکایت دارد. این جابجایی با توجه به اینکه در مطالعه حاضر شرط عمود بودن بار خروجی قابل حمل یاتاقان همانند شکل ۱۰ مفروض بوده، همواره به گونه‌ای است که در ازای نسبت خروج از مرکزی معین ($\varepsilon = 0/5$)، برقراری توزیع فشار مورد نیاز جهت تحقق این شرط فراهم گردد.

بر اساس نتایج شکل‌های ۸ و ۹ با افزایش میزان پارامتر پریلود (δ) یا کاهش میزان غیرمدوری یاتاقان، تاثیر عمیق شدن بافت‌ها صرف نظر از موقعیت ایجاد آنها در هر یک از لب‌ها بر تغییرات زاویه وضعی در یاتاقان‌های دو لب مورد بررسی تضعیف می‌شود؛ همچنین در هر عمق (R_Y) معین از بافت‌های استوانه‌ای با افزایش غیرمدوری یاتاقان دو لب گازی بویژه مقادیر پریلود $\delta = 0/5$ و $0/6$ میزان زاویه وضعی بصورت قابل توجهی افزایش می‌یابد.

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تاثیر ایجاد بافت روی لب‌ها بر قابلیت حمل بار (W) یاتاقان‌های گازی ارزیابی شده‌است. نتایج شکل ۱۱ بیانگر آنست که با توجه به اینکه توزیع فشار در لب ۱ یاتاقان واگرا و زیر فشار محیط است ایجاد بافت‌ها

¹ Textured Noncircular Two Lobe Gas Journal Bearing

² Load Carrying Capacity

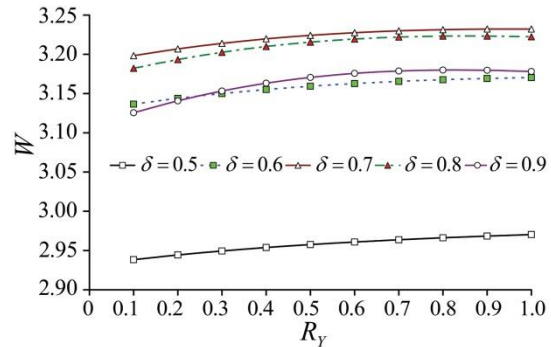
³ Attitude Angle

⁴ Dissipated Energy

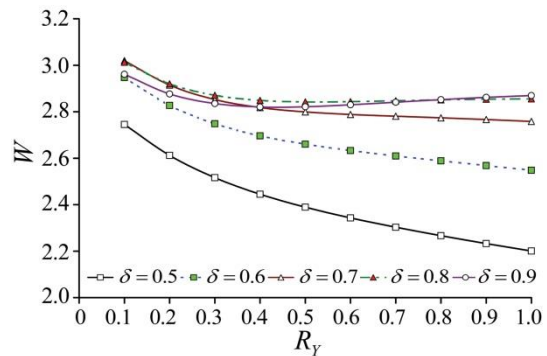
همانگونه که از شکل‌های ۱۱ و ۱۲ پیداست، بیشترین دامنه تغییرات بار به ازای تغییر عمق بافت‌های استوانه‌ای در پایین‌ترین مقدار پریلود $\delta = 0.5$ بروز می‌یابد. با افزایش میزان پریلود و کاهش میزان غیرمدوری یاتاقان بویژه در مقادیر پریلود $\delta = 0.8$ و $\delta = 0.9$ دامنه تغییرات بار با تغییرات عمق بافت‌ها به میزان قابل توجهی محدود می‌شود. همچنین به ازای مقادیر پریلود معین، با افزایش میزان عمق بافت‌ها روند افزایش و یا کاهش بار قابل حمل یاتاقان تضعیف و به عبارت دیگر به ازای $R_Y \geq 0.5$ دامنه تأثیر ایجاد بافت‌ها بر بار نسبت به بافت‌های با عمق کمتر محدود می‌شود.

در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ تأثیر ایجاد بافت‌ها بر میزان اتلاف انرژی (P_L) ناشی از تنش برشی مابین لایه‌های مختلف روانکار نشان داده شده‌است. از آنجا که افزایش عرض فضای لقی ناشی از ایجاد بافت‌ها در یاتاقان‌های ژورنال سبب کاهش فشردگی فیلم سیال در نقاط متناظر با محل بافت‌ها می‌شود، شدت نیروهای اصطکاکی ناشی از تنش برشی ایجاد شده مابین لایه‌ها به علت گرادیان سرعت و لزجت روانکار تقلیل یافته و زمینه کاهش اتلاف انرژی اصطکاکی فراهم می‌شود. ارزیابی نمودارهای شکل‌های ۱۳ و ۱۴ بیانگر آنست که ایجاد بافت‌ها در لب ۱ تأثیر کمتری بر میزان اتلاف انرژی یاتاقان نسبت به بافت‌دار کردن لب ۲ یاتاقان دارد؛ همچنین شدت تأثیر عمق بافت‌ها بر میزان اتلاف انرژی یاتاقان در ازای افزایش میزان پریلود یاتاقان روند کاهشی دارد. به عبارت دیگر بافت‌دار کردن یاتاقان‌های ژورنال با میزان غیرمدوری بیشتر سبب بروز تغییرات قابل توجه‌تری در عملکرد آنها خواهد شد. با ارزیابی روند منحنی‌های شکل‌های ۱۳ و ۱۴ نیز همانند قبل می‌توان نتیجه گرفت که تأثیر بافت‌ها بر عملکرد یاتاقان‌های دو لب برای مقادیر $R_Y \geq 0.5$ محدود شده و با توجه به هزینه‌بر بودن روش‌های مورد استفاده در ایجاد آنها نظیر لیتوگرافی و ماشینکاری لیزری برای عمق‌های بالاتر از 0.5 به عنوان طرح مناسب پیشنهاد نمی‌شود.

از نتایج پژوهش حاضر می‌توان دریافت که ایجاد بافت‌های استوانه‌ای در سطح داخلی یاتاقان‌های ژورنال آبرودینامیکی غیرمدور دو لب می‌تواند به عنوان راهکاری مطلوب به منظور دستیابی به شرایط عملکرد پایای مناسب



شکل ۱۱- تغییرات بار قابل حمل (W) در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌های استوانه‌ای (R_Y) ایجاد شده روی لب ۱، یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب، ($5 \leq \theta \leq 175$)
($\lambda = 1, \varepsilon = 0.5$)



شکل ۱۲- تغییرات بار قابل حمل (W) در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌های استوانه‌ای (R_Y) ایجاد شده روی لب ۲، یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب، ($185 \leq \theta \leq 355$)
($\lambda = 1, \varepsilon = 0.5$)

تضعیف فشار منفی و افزایش قابلیت بار یاتاقان را به دنبال دارند. در مقابل نتایج شکل ۱۲ که حاصل از ایجاد بافت در لب ۲ یاتاقان متناظر با ناحیه فشار مثبت همگرا است، حاکی از آنست که ایجاد بافت‌ها در ناحیه فشار مثبت، تضعیف قابلیت حمل بار کلی یاتاقان را در پی دارد. به عبارت دیگر همانگونه که از شکل ۱۰ و نتایج زاویه وضعی شکل‌های ۸ و ۹ مشاهده می‌شود، ناحیه فشاری همگرا متناظر با لب ۲ بوده و در صورت ایجاد بافت‌های استوانه‌ای در این لب، از آنجا که متناسب با عمق بافت‌ها ضخامت فیلم روانکار افزایش می‌یابد، توزیع فشار فیلم روانکار و به تبع آن بار قابل حمل یاتاقان تضعیف خواهد شد.

شده‌است. به این منظور در ابتدا معادله رینولدز غیرخطی حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های گازی با توجه به تاثیر ایجاد بافت‌ها در ضخامت فیلم روانکار بازنویسی و با تکنیک گوس-سایدل و به کمک روش اجزاء محدود تحلیل گردیده‌است. با بررسی نتایج موارد ذیل قابل استنباط می‌باشند:

الف) توزیع فشار فیلم روانکار گازی در نواحی متناظر با ایجاد بافت‌ها، متناسب با عمق آنها تضعیف می‌شود.

ب) بار قابل حمل یاتاقان و اتلاف انرژی ناشی از نیروی برشی مابین لایه‌های روانکار با ایجاد بافت‌ها کاهش می‌یابد.

ج) زاویه وضعی راستای قرارگیری مرکز روتور در فضای یاتاقان دو لب آئرودینامیکی با ایجاد بافت افزایش می‌یابد.

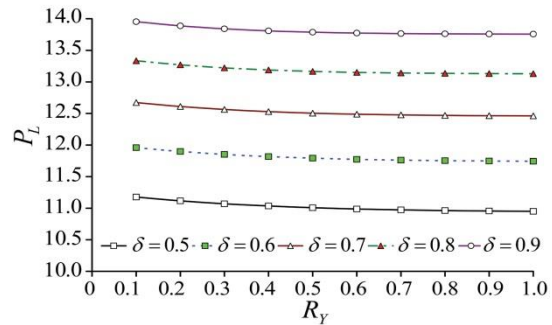
د) با افزایش عمق بافت‌ها بویژه برای مقادیر عمق بی‌بعد بالاتر از ۰/۵، تاثیر بافت‌دار شدن سطح یاتاقان بر پارامترهای عملکرد پایای مجموعه بطور قابل توجهی محدود می‌شود.

ه) تاثیر ایجاد بافت‌ها بر پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های ژورنال دو لب گازی با افزایش میزان غیرمدموری بویژه برای پریلودهای کوچکتر از ۰/۷ بطور چشمگیری تقویت می‌شود.

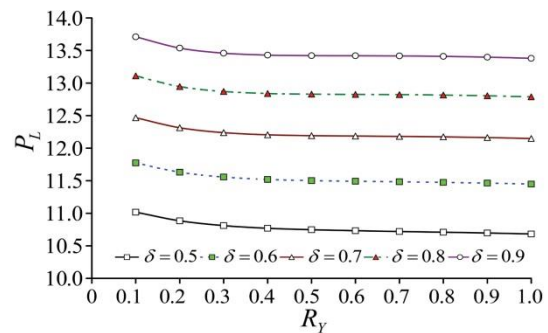
۵- نمادها

پارامترهای بآبعد با علامت بار مشخص شده‌اند.

مرکز روتور	O_I
مرکز یاتاقان	O_B
مرکز بافت	O_c
سرعت زاویه‌ای روتور (rad/s)	$\bar{\omega}$
لقی متداول (m)	\bar{c}
فشار سیال (Pa)	\bar{p}
فشار هوای محیط (Pa)	\bar{P}_a
توان اتلافی اصطکاکی (watt)	\bar{P}_L
قطر یاتاقان (m)	\bar{D}



شکل ۱۳- تغییرات اتلاف انرژی اصطکاکی (P_L) در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌های استوانه‌ای (R_Y) ایجاد شده روی لب ۱ ($5 \leq \theta \leq 175$)، یاتاقان ژورنال غیرمدمور دو لب، ($\lambda = 1, \varepsilon = 0/5$)



شکل ۱۴- تغییرات اتلاف انرژی اصطکاکی (P_L) در ازای عمق‌های متفاوت بافت‌های استوانه‌ای (R_Y) ایجاد شده روی لب ۲ ($185 \leq \theta \leq 355$)، یاتاقان ژورنال غیرمدمور دو لب، ($\lambda = 1, \varepsilon = 0/5$)

مورد توجه قرار گیرد. تغییر در توزیع فشار فیلم روانکار، بار قابل حمل یاتاقان، زاویه وضعی راستای قرارگیری مرکز روتور و اتلاف انرژی ناشی از اثرات برش اصطکاکی روانکار از جمله مشخصه‌های عملکردی هستند که در مطالعه حاضر بررسی شده‌اند. بر پایه نتایج ایجاد بافت‌های استوانه‌ای با مکان و عمق مناسب بر سطح داخلی یاتاقان می‌تواند برای تنظیم هر یک از این خروجی‌ها در محدوده مربوطه به کار گرفته شود.

۴- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر تاثیر عمق بافت‌های استوانه‌ای بر عملکرد پایای یاتاقان‌های ژورنال آئرودینامیکی غیرمدمور دو لب ارزیابی

- lobe journal bearings. Modares Mechanical Engineering 18: 293-304. (In Persian)
- [9] Tomar AK, Sharma SC (2020) An investigation into surface texture effect on hole-entry spherical bearing performance. Tribol Int 151, Doi: 10.1016/j.triboint.2020.106417.
- [10] Rao TVVLN, Rani AMA, Nagarajan T, Hashim FM (2012) Partially textured slider and journal bearing analysis. J Teknol 58: 77-84.
- [11] Manser B, Belaidi I, Khelladi S, Chikh MAA, Deligant M, Bakir F (2020) Computational investigation on the performance of hydrodynamic micro-textured journal bearing lubricated with micropolar fluid using mass-conserving numerical approach. J Eng Tribol 234(8): 1310-1331.
- [12] Meng F, Zhang Y, Su L, Yu H, Zheng Y (2020) Dynamic characteristics of compound textured journal bearing. Proc Inst Mech Eng, Part J: J Eng Tribol, Doi: 10.1177/1350650120951378.
- [13] Singh N, Awasthi RK (2020) Influence of dimple location and depth on the performance characteristics of the hydrodynamic journal bearing system. Proc Inst Mech Eng Part J: J Eng Tribol 234(9): 1500-1513.
- [14] Rasoolizadeh A, Rahmatabadi AD, Zare Mehrjardi M (2021) Effect of volume percentage of nanoparticles added to the lubricant on the performance characteristics of the hydrodynamic textured journal bearings. Tabriz Mechanical Engineering Journal 51: 73-82. (In Persian)
- [15] Feldman Y, Kligerman Y, Etsion I, Haber S (2006) The validity of the reynolds equation in modeling hydrostatic effects in gas lubricated textured parallel surfaces. J Tribol 128: 345-350.
- [16] Qiu M, Delic A, Baeymaekers B (2012) The effect of texture shape on the load-carrying capacity of gas-lubricated parallel slider bearings. Tribol Lett 48: 315-327.
- [17] Shi L, Wang X, Su X, Huang W, Wang X (2016) Comparison of the load-carrying performance of mechanical gas seals textured with micro dimples. J Tribol 138(2): 1-7.
- [18] Guenat E, Schiffmann J (2020) Dynamic force coefficients identification on air-lubricated herringbone grooved bearing, Mech Sys Signal Proc 136, Doi: 10.1016/j.ymsp.106498.
- [19] Reddy J (1984) An introduction to the finite element method. McGraw-Hill, U.S.A.
- [20] Zare Mehrjardi M (2020) Dynamic stability of noncircular two-lobe journal bearings with couple stress lubricant regime. J Eng Tribol, Doi: 10.1177/1350650120945517.
- [21] Castelli V, Elrod HG (1961) Solution of the stability problem for 360 degree self-acting gas bearing. ASME J Basic Eng 87: 199-212.
- طول یاتاقان \bar{L} (m)
- بار بی‌بعد قابل حمل یاتاقان در شرایط پایدار W
- شعاع و عمق بافت‌های استوانه‌ای r_x, r_y, r_z
- مختصات محلی بافت x_c, y_c, z_c
- علائم یونانی
- ویسکوزیته دینامیکی سیال گازی (N.s/m²) $\bar{\mu}$
- پریلود یا میزان غیرمدوری یاتاقان $\delta = \bar{C}_m / \bar{C}$
- نسبت منظری یا نسبت طول به قطر $\lambda = \bar{L} / \bar{D}$
- زوایای شروع و پایان لب‌ها θ_1^k و θ_2^k
- زاویه وضعی روتور φ
- ۵- مراجع**
- [1] Raimondi AA (1961) A numerical solution for the gas lubricated full journal bearing of finite length. ASLE Trans 4: 131-155.
- [2] Ausman JS (1963) Linearized PH stability theory for translatory half-speed whirl of long self-acting gas lubricated journal bearings. ASME J Basic Eng 83: 611-619.
- [3] Chandra M, Malik M, Sinhasan R (1983) Comparative study of four gas-lubricated noncircular journal bearing configuration. Tribology Int 16: 103-108.
- [4] Adiletta G, Guido AR, Rossi C (1996) Chaotic motion of a rigid rotor in short journal bearings. Nonlinear Dyn 10: 251-269.
- [5] Wang CC, (2008) Theoretical and nonlinear behavior analysis of a flexible rotor supported by a relative short herringbone-grooved gas journal bearing system. Physica D 237: 2282-2295.
- [6] Zhang Y, Hei D, Lü Y, Wang Q, Müller N (2014) Bifurcation and chaos analysis of nonlinear rotor system with axial-grooved gas-lubricated journal bearing support. Chinese J Mech Eng 27: 358-368.
- [7] Li J, Yang S, Li X, Li Q (2018) Effects of surface waviness on the nonlinear vibration of gas lubricated bearing-rotor system, shock and vibration. Shock Vib, Doi:10.1155/2018/8269384.
- [8] Ali-Heidari Biouki M, Rahmatabadi AD, Zare Mehrjardi M (2018) The effect of shell texturing on the performance of noncircular hydrodynamic two